



Le forage sonique

Gautier Bergeret

► To cite this version:

| Gautier Bergeret. Le forage sonique. 2008. hal-00590953

HAL Id: hal-00590953

<https://hal-mines-paristech.archives-ouvertes.fr/hal-00590953>

Submitted on 5 May 2011

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

RAPPORT D'OPTION
LE FORAGE SONIQUE
Gautier BERGERET

RESUME

Ce rapport commence par une mise en contexte générale du forage sonique qui reprend l'histoire de son développement, enchaîne sur la structure du marché actuel et sur la description des principaux acteurs du forage sonique, puis aborde le positionnement de Solétanche-Bachy dans ce domaine en expliquant leur stratégie de développement du forage sonique. Cette partie se conclue en faisant le point sur les connaissances actuelles à ce sujet et en présentant les quelques bribes de théorie qu'ont en tête tous ceux qui opèrent cette technologie.

Sont ensuite abordés les deux grands volets du travail réalisé, à savoir la présentation de la campagne d'essais et les efforts de modélisation du forage sonique. La présentation de la campagne d'essais expose le but recherché, l'état d'esprit et les conditions dans lesquels ils ont eu lieu, ainsi que tout ce qui concerne les mesures effectuées, la récupération des données, le traitement des données et enfin les différentes conclusions qui en sont tirées. La partie théorique présente la démarche entreprise pour modéliser le forage sonique, la subdivision du système global en sous-systèmes ainsi que l'étude individuelle de chaque sous-système, ce qui a donné lieu notamment à des calculs de paramètres dimensionnant.

Solétanche-Bachy est une entreprise générale de travaux et technologies du sol. Son activité se partage donc entre les travaux du sol, à savoir la réalisation de chantiers de fondations spéciales ou d'ouvrages souterrains, et les technologies du sol, i.e. la recherche de solutions techniques innovantes, tant en termes de procédés que d'appareillages, pour répondre aux enjeux de leurs différents chantiers. L'étude qui a été réalisée au cours du stage d'option, dont le présent rapport relate le déroulement et les résultats pertinents, s'inscrit dans cette recherche d'innovations technologiques puisqu'elle s'est penchée sur le fonctionnement et les performances d'une nouvelle tête de forage, dite « sonique ».

La fonction d'une tête de forage sonique, ou tête sonique, est d'une part de fournir le traditionnel mouvement de rotation, et d'autre part de faire vibrer l'ensemble du train de tiges ainsi que le milieu rocheux avoisinant à de hautes fréquences. Si la théorie des systèmes mécaniques soumis aux vibrations est connue depuis 1910 et si différents prototypes, montrant des performances élevées mais une faible fiabilité de leur mécanique à moyen-terme, se sont succédés tout au long du vingtième siècle, ce n'est que depuis une dizaine d'années que des têtes soniques technologiquement abouties et robustes ont été conçues. Fort des retours d'expérience sur chantiers de production et de mises au point permanentes, la technologie s'est perfectionnée et, en particulier, les professionnels du forage ont appris comment faire pour obtenir les meilleurs rendements de la tête sonique sans maltraiter la mécanique, si bien que les casses et avaries, qui autrefois compromettaient le succès de cette technologie car trop nombreuses, tendent maintenant à disparaître. Ainsi, au-delà des recherches préliminaires sur les principes physiques du phénomène vibratoire et de la mise au point technique de l'appareil, aucune investigation théorique sur le bon réglage des paramètres de la machine ni modélisation des mécanismes de rupture du sol n'ont été réalisées, puisque les industriels ne se sont contentés que de déterminer de manière empirique les « bonnes pratiques » à effectuer avec la tête sonique pour en tirer les meilleures performances tout en évitant les casses.

Bien qu'ayant acquis une tête sonique pour ensuite l'essayer sur chantier et déterminer les bonnes méthodes d'utilisation, Solétanche-Bachy rompt avec cette tendance des industriels, en ayant commandé auprès du Centre de Géosciences de l'Ecole des Mines de Paris une étude théorique dont le premier chapitre figure dans ce rapport. En effet, le but de cette étude est, à terme, de déterminer un modèle théorique des réglages de la fréquence de rotation des excentriques et de la pression sur l'outil permettant d'avoir le meilleur rendement pendant le forage, en fonction de la profondeur du trou et du type de terrain, et de fournir une modélisation des mécanismes de rupture de la roche ainsi soumise aux vibrations du train de tige. La campagne d'essais menée par Solétanche-Bachy en mars-avril 2008 prend ainsi tout son intérêt, puisque toutes les mesures recueillies au cours de cette campagne, en plus d'avoir été traitées de manière à pouvoir les comparer avec les premières théories ou intuitions développées par Solétanche-Bachy, auront servi ou pourront servir également à faire tourner les modèles développés au cours de cette étude.

Le présent rapport s'attachera à présenter tout le contexte dans lequel s'inscrit le forage sonique, en dressant tout d'abord un bref récapitulatif de l'historique du développement de la technologie, pour ensuite dessiner le portrait actuel du marché, décrire la stratégie de l'étude et faire l'état des connaissances actuelles sur le sujet, avant de terminer par une brève présentation de la technologie. Suivra en deuxième partie la présentation de la campagne d'essais réalisés sur le site de Solétanche-Bachy à Montereau en mars-avril 2008, des mesures effectuées, du très long traitement des données qui a dû être effectué, ainsi que des résultats qui peuvent être tirés de ces essais en première réflexion. Enfin, en troisième et dernière partie, sera exposé le travail de recherche qui a pu être effectué pendant la durée impartie par le stage supportant ce travail.

En d'autres termes, ce rapport ainsi que les autres documents produits constituent les premiers pas de l'étude théorique globale plus ambitieuse expliquée quelques lignes plus haut.

A. CONTEXTE DE L'ETUDE

1. HISTOIRE DU DEVELOPPEMENT DE LA TECHNOLOGIE

Si une bonne dizaine d'années se sont écoulées depuis que la technologie a été mise au point, cette durée n'est rien comparée au temps qu'il a fallu pour y aboutir. L'histoire remonte au début du XX^{ème} siècle et commence avec un ingénieur roumain, George Constantinesco, qui émigra à Londres en 1910. Il y publia en 1913 une « Théorie du Sonique », dans laquelle il traitait de la transmission de forces sinusoïdales dans les solides, les liquides et les gaz, et, la même année, présenta au public un prototype de machine sonique fonctionnant avec un système à percussion. Au contraire des machines pneumatiques conventionnelles, son prototype pouvait forer dans du granite dur et, de plus, avec beaucoup moins de bruit. Vingt ans plus tard en 1930, le Docteur Ion Basgan, un autre ingénieur roumain, essaya de faire vibrer les trains de tiges de foreuses conventionnelles. Les résultats furent très positifs, car la vitesse de pénétration et la profondeur du forage se révélèrent plus grandes. De plus, l'axe des forages demeurait bien vertical, alors qu'avec les autres méthodes le trou déviait plus fréquemment. Ceci mena la Drilling Research Inc (INC) des Etats-Unis à conduire davantage de recherches sur le développement du forage sonique en 1946, dans l'intention d'en faire profiter l'industrie pétrolière nord-américaine qui voulait accroître ses vitesses de forage. Ces efforts se poursuivirent jusqu'en 1958, date à laquelle le financement de l'INC prit fin, mais l'Américain Albert Bodine continua à travailler sur des machines vibratoires de grande puissance dont le forage constituait l'un des multiples usages. Financé par la Shell, il se concentra essentiellement sur la conception de grands vibrofonçeurs, mais son équipe réalisa une tête vibratoire plus petite destinée au forage des trous accueillant les tirs sismiques. Le financement de la Shell s'arrêta finalement à la fin des années 1960 et, au début des années 1970, Albert Bodine vendit tout son équipement de forage et de vibrofonçage au constructeur aéronautique britannique Hawker Siddeley. Ce dernier ayant ses bureaux au Canada, le développement du forage sonique émigra au Canada.

L'équipe de Hawker Siddeley se concentra essentiellement sur le perfectionnement du vibrofonçage, mais essaya également d'adapter la tête sonique utilisée pour les tirs sismiques aux forages tout-terrain de faible profondeur. En 1973-1974, douze foreuses dotées de têtes soniques avaient été construites, mais les machines résistaient mal aux vibrations et essuyaient de nombreuses avaries. Finalement, avec la récession des années 1980, Hawker Siddeley décida d'abandonner les efforts de R&D sur le sujet, mais un ingénieur mécanicien nommé Ray Roussy – encore vivant aujourd'hui – qui avait été embauché dans l'équipe de conception au tout début du projet, démissionna de Hawker Siddeley en 1980 pour continuer de travailler sur les têtes soniques. Il y apporta de nombreuses améliorations et, pour prouver l'utilité de sa nouvelle technologie à l'industrie de l'exploration souterraine et être en mesure de poursuivre des campagnes de tests de longue durée de son équipement, il se construisit sa propre tête sonique ainsi que sa propre foreuse pour la supporter, et finalement créa sa propre société : Sonic Drilling Ltd.

Pendant de nombreuses années, ses foreuses et ses têtes soniques étaient employées à temps plein dans toute la zone de Vancouver. Aujourd'hui, après vingt-huit ans de recherche et développement, Roussy a fait protéger sa technologie par des brevets américains et s'est fait Président de la société Sonic Drill Corporation par laquelle il vend toute sa gamme de têtes soniques et de foreuses partout dans le monde.

2. LE MARCHÉ

A) LES ACTEURS ET LEUR REPARTITION GEOGRAPHIQUE

Les acteurs du forage sonique se distinguent entre ceux qui fabriquent les têtes soniques, qui seront appelés *constructeurs* dans la suite, ceux qui vendent et commercialisent les têtes soniques, qui seront désignés comme les *distributeurs* dans ce paragraphe, et enfin ceux qui utilisent les têtes soniques pour des prestations de forage, les *opérateurs*. Le plus souvent, une société qui fabrique des têtes soniques les commercialise également, donc il apparaît évident que tout constructeur est aussi un distributeur, mais certains constructeurs ont des filiales spécialisées dans la distribution de leur matériel à l'étranger, n'ayant ainsi qu'une fonction commerciale.

Le forage sonique ayant été développé aux Etats-Unis et au Canada, il est logique que cette technologie soit implantée essentiellement sur le continent nord-américain, qui apparaît aujourd'hui comme un marché mature des points de vue de la concentration des acteurs et de l'étendue des applications du forage sonique.

Le premier constructeur de tête sonique n'est autre que la société du Canadien Rouxi, Sonic Drill Corporation, fondée en 1985 et basée à Vancouver. Cette société possède deux filiales, la première qui a été créée en même temps que la compagnie constructrice et opère dans toute la zone de Vancouver, Sonic Drilling Ltd., et l'autre qui a été créée en 2005 pour distribuer le matériel sonique en Irlande, au Royaume-Uni et plus généralement en Europe, Sonic Drilling Supplies Ltd. Une filiale a d'ailleurs récemment été créée au Royaume-Uni, Sonic Drill Corporation UK. Le constructeur a également cédé une licence à la société japonaise Toa-Tone Boring Co. Ltd. lui permettant de construire, opérer et commercialiser les têtes de Sonic Drill Corporation partout dans la zone Asie et faisant ainsi de Toa-Tone la seule compagnie à faire du forage sonique sur ce continent. Il existe une deuxième compagnie canadienne, MPI Drilling, fondée en 1986, qui opère essentiellement dans le Nord des Etats-Unis, au Canada, et, dans une moindre mesure, à l'international.

Aux Etats-Unis, la principale société faisant du sonique est Boart Longyear. Boart Longyear construit ses propres têtes soniques et opère de nombreux chantiers de forage sonique, mais par rapport à Sonic Drill Corp., ses têtes apparaissent beaucoup moins abouties technologiquement. Logiquement, elles sont aussi à meilleur marché. Afin de renforcer sa présence sur le marché du forage sonique nord-américain, Boart Longyear a racheté en 2006 le constructeur Prosonic Corporation, basé à Marietta dans l'Ohio, dont les têtes soniques sont plus solides et plus robustes que celles de Boart. Boart Longyear opère essentiellement aux Etats-Unis, mais a aussi quelques implantations à l'international. En particulier, Boart Longyear essaye de conquérir depuis peu le marché britannique du forage sonique. Les autres sociétés américaines s'intéressant au forage sonique sont de taille plus modeste, comme la société Precision Sampling fondée en 1990, et surtout ont une implantation géographique plus sectorisée pour la majorité d'entre elles, comme RSI Drilling, opérateur californien fondé en 1990, WDC Exploration & Wells, constructeur et opérateur implanté dans tout le sud des Etats-Unis, et Diedrich Drill Inc., opérateur implanté en Indiana et constructeur d'une tête sonique dont la mécanique est d'une telle précision qu'elle aurait trouvé une meilleure place dans l'industrie aéronautique !

En Europe, le Royaume-Uni et les Pays-Bas sont les deux pays dont les marchés du forage sonique sont les plus évolués. En effet, comme il a été vu à l'instant, non seulement le Royaume-Uni accueille déjà deux compagnies nord-américaines, Sonic Drill Corp. et Boart Longyear, mais encore la filiale Sonicbore du britannique Drilcorp Ltd. fût la première société à y opérer du forage sonique. Les Pays-Bas sont aussi très avancés sur cette technologie puisque le hollandais Eijkelpkamp, fondateur de la société Eijkelpkamp Earth Sampling Group ainsi que de sa filiale Eijkelpkamp Agrisearch Equipment (EAE), a inventé avec l'aide de son fils Huug toute une gamme de tête sonique connue internationalement sous la marque SonicSampDrill. Leurs têtes soniques sont construites aux Pays-Bas par la société SonicSampDrill B.V., filiale d'EAE, puis distribuées partout en Europe. Fait remarquable, elles sont aussi commercialisées aux Etats-Unis, et plus particulièrement en Californie,

par la société Sonic Sampling & Supply. Le monde du forage sonique est tout petit puisqu'en retour c'est SonicSampDrill qui se charge de distribuer en Europe les têtes soniques de Diedrich Drill Inc. !

En termes de produit, les principaux constructeurs que sont Sonic Drill Corporation, Boart Longyear-Prosonic et SonicSampDrill proposent toute une gamme de tête sonique composée généralement de 3 tailles de tête sonique, les différentes tailles se distinguant les unes des autres soit par la valeur de la force vibratoire maximale qui peut être engendrée, soit par le couple maximal du moteur hydraulique entraînant le mécanisme vibratoire. Un couple puissant permet simplement de vaincre plus facilement les frottements au début des vibrations, donc permet *in fine* à la tête sonique de faire vibrer de plus grandes longueurs de train de tige. D'une gamme de produit à l'autre, c'est-à-dire d'un constructeur à l'autre, les caractéristiques techniques et le degré d'aboutissement technologique peuvent varier notablement, mais ce sont surtout par le matériel proposé autour du forage sonique que chacun construit son identité. En effet, tous les constructeurs ont fait breveter leurs technologies de tubage et de filetage entre les tiges, car seul un matériel étudié et éprouvé est capable de résister aux vibrations. En fait, la vente d'une tête sonique ne peut se faire sans être accompagnée de tiges résistantes aux vibrations. Les autres constructeurs ne proposent en général qu'un modèle de tête sonique, parfois décliné dans une taille supplémentaire. Les opérateurs non constructeurs, quant à eux, utilisent des têtes soniques préalablement acquises auprès des entreprises précitées.

B) LES UTILISATIONS ET APPLICATIONS DU FORAGE SONIQUE

Les applications du forage sonique se font essentiellement dans les domaines environnementaux et géotechniques. A l'origine, le forage sonique a même trouvé son utilité exclusivement dans les sondages environnementaux. En effet, lorsqu'il est utilisé avec un carottier, le forage sonique est capable de pénétrer dans tous les terrains hétérogènes, qu'ils soient composés de vase, d'argile, de sable, de graviers, de galets ou de blocs, et ce sans apport d'air comprimé, d'eau ou de boue, ce qui permet de garantir un excellent taux de récupération des carottes avoisinant les 90 %. De plus la carotte est chimiquement intacte, ce qui la rend propice à toutes les analyses chimiques en vue d'une étude de dépollution par exemple. Tous les constructeurs s'accordent pour affirmer que le forage sonique permet de récupérer des échantillons continus et intacts, sans utilisation d'eau ni de boue, et avec 70 à 80 % de déblais en moins par rapport aux autres techniques conventionnelles de forage à sec. Certains Etats des Etats-Unis, et en Europe les Pays-Bas, ont même imposé par la loi l'utilisation de cette seule technologie pour toutes les études environnementales nécessitant des sondages géochimiques.

Les applications géotechniques existent, mais sont moins fréquentes. Dans ce domaine, le sonique est utilisé surtout pour la reconnaissance des sols lorsqu'ils sont inconnus, hétérogènes, peu stables ou pollués, pour l'étude des terrains à l'avancement des tunnels, pour les sondages des barrages en terre lors des contrôles de stabilité et, dans une moindre mesure, pour tout ce qui est installations de piles, de tirants, d'ancres, de micro-pieux et forages de puits d'injection. Le sonique est aussi appliqué au forage de trous pour les tirs sismiques ainsi qu'à la prospection minière. Cependant, au Canada et au nord des Etats-Unis, un bouleversement est entrainé de se produire. En effet, le chauffage géothermique connaît un tel succès auprès des propriétaires de maisons et de pavillons que les chantiers géothermiques constituent désormais l'essentiel du carnet de commandes des opérateurs canadiens et nord-américains. Selon Sonic Drill Corporation, alors qu'à l'origine les sondages environnementaux représentaient 90 % de leurs commandes contre 10 % pour la géothermie, aujourd'hui, la géothermie occupe 80 % de leurs chantiers contre 20 % pour les études environnementales. Avec l'intérêt croissant que portent les Français à la géothermie, lié à un engouement conjoncturel pour l'écologie et au marché florissant de la rénovation et de l'amélioration de l'habitat existant – seul marché du bâtiment à être en croissance en France – le forage sonique pourrait bien rencontrer un franc succès sur le territoire français.

3. STRATEGIE DU PROJET

Comme le premier paragraphe l'a expliqué, les recherches qui se sont intéressées à la tête sonique sont surtout eu pour but de mettre au point sa mécanique et son hydraulique, ainsi que l'ensemble du matériel de forage soumis aux vibrations. Le mode opératoire de la tête sonique a, quant à lui, essentiellement été affiné au cours des nombreux essais de la technologie sur des chantiers de production. En revanche, personne ne s'est jamais penché sur le phénomène vibratoire parcourant le train de tige et son effet sur la roche.

L'étude mise en place par Solétanche-Bachy marche dans les pas des opérateurs de forage sonique nord-américains puisque la pierre angulaire de ce projet réside dans la campagne d'essais de Montereau de mars-avril 2008, au cours de laquelle il s'agissait pour l'entreprise de découvrir par elle-même la manière de fonctionner de la tête sonique, de trouver à vue d'œil le réglage des paramètres à effectuer pour avoir le meilleur rendement possible ainsi que d'obtenir un premier aperçu de ses performances de forage pour différents outils et différents milieux. Bref, il s'agissait d'obtenir de l'expérience. Cependant, cette étude ne fait que plagier la démarche des premiers opérateurs anglo-saxons. En effet, elle a aussi pour objectif donner une meilleure compréhension scientifique des phénomènes auxquels le forage sonique doit son succès.

D'une part, cette meilleure appréhension théorique par une première analyse de la campagne d'essais, dont les conclusions doivent reboucler sur l'ébauche théorique effectuée par Solétanche-Bachy ainsi qu'être en mesure de confirmer ou d'infirmer toutes les idées préconçues que chacun a pu se former au sujet du forage sonique. Autrement dit, ces premiers constats portant sur les relations entre la vitesse de pénétration, la pression sur l'outil, la fréquence et l'amplitude des vibrations en fonction du type de terrain foré et de l'outil utilisé doivent pouvoir former les grandes lois générales du fonctionnement du forage sonique qui serviront de fondements à toutes les réflexions ultérieures. D'autre part, l'investigation théorique va beaucoup plus loin que ce qui a été fait jusqu'à maintenant puisque Solétanche-Bachy a invoqué le Centre de Géoscience pour réaliser une étude poussée de compréhension physique et de modélisation des phénomènes se produisant lors du forage sonique.

Concrètement, l'étude théorique poursuivie par le Centre de Géosciences a pour ambition d'obtenir une modélisation rendant compte des performances observées pendant les essais, de comprendre les mécanismes de rupture du milieu rocheux à travers des estimations chiffrées des forces à l'œuvre, et enfin d'obtenir si possible un modèle prédictif des meilleurs réglages des paramètres contrôlables par le foreur pour optimiser la production.

4. LES CONNAISSANCES ACTUELLES

Du point de vue des connaissances actuelles sur le sujet, comme il a été rappelé précédemment, aucune étude sérieuse n'a vraiment été faite. Seuls quelques essais de modélisation sur le vibrofonçage et quelques affirmations scientifiques de la part des constructeurs nourrissent la discussion. Les développements théoriques sur le vibrofonçage ne se prêtent pas bien aux conditions du forage sonique ; en particulier, ils ne peuvent pas être réutilisés comme point de départ de l'étude théorique abordée dans ce rapport parce qu'ils éliminent de leurs calculs la fréquence de vibration, or l'un des intérêts de cette étude réside dans la tentative de compréhension du comportement fréquentiel de la tête sonique. De plus, dans les quelques modèles théoriques rencontrés sur le vibrofonçage, les hypothèses effectuées sur le sol sont très fortes et conditionnent toute la suite de l'étude. En fait, les auteurs ne pourraient pas arriver aux formules littérales de l'avancement du forage en fonction du temps qu'ils proposent sans faire de telles hypothèses, notamment celles qui consistent à supposer le sol infiniment rigide, doté simplement d'une résistance en pointe, et qui concrètement font que l'avancement du tubage n'a lieu tant que la force exercée par l'outil est supérieure à cette résistance en pointe. Les constructeurs, quant à eux, ne proposent que quelques formules grossières, parfois non homogènes (!), ainsi que quelques courbes

sur la réaction du terrain peu convaincantes car mal expliquées. Bref, tout se passe comme si les constructeurs ne se préoccupaient pas vraiment de comprendre ce qui se passe dans le train de tige ou au fond du trou, sauf lorsqu'ils se disent que quelques passages de science vulgarisée peuvent servir d'argument de vente ! En fin de compte, la démarche entreprise dans ce rapport est l'une des premières du genre ; c'est pourquoi, puisqu'elle n'a pu être terminée dans le temps imparti par le stage, support de ce travail, elle mériterait d'être poursuivie.

5. BREVE PRESENTATION DE LA TECHNOLOGIE

Le forage sonique consiste à imposer au train de tiges un mouvement d'oscillations verticales de haute fréquence et de faible amplitude afin qu'il pénètre plus facilement dans le sol. Ces vibrations sont engendrées par un système mécanique situé dans la tête de forage, portant par conséquent le nom de *tête sonique*. Ce système vibratoire est composé de deux excentriques qui sont mises en rotation par un moteur hydraulique et qui tournent en des sens opposés de manière synchronisée grâce à un jeu de pignons, de telle sorte que les composantes horizontales des forces centrifuges engendrées à leur périphérie s'annulent en permanence, tandis que les composantes verticales s'ajoutent (voir figure 1).

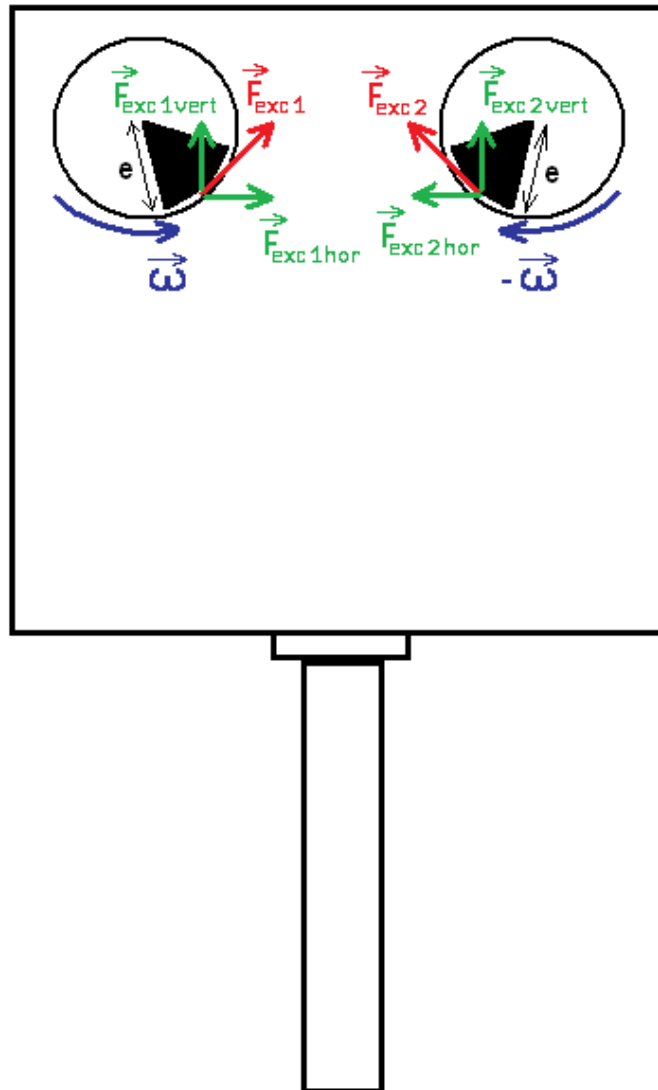


Figure 1 : Schéma de principe de la tête sonique

Le dessin ci-dessus illustre bien le phénomène se produisant au niveau des excentriques : les forces horizontales se compensant en permanence tandis que les forces verticales s'additionnent et sont orientées alternativement vers le haut ou vers le bas, la force résultante engendrée par les excentriques est de forme sinusoïdale. La formule couramment retenue est donc du type $F_{\text{excentriques}} = P \sin(\omega t)$. Le débit du moteur hydraulique précité est proportionnel à la vitesse de rotation des excentriques et commandé par le foreur, ce qui permet de contrôler directement la vitesse de rotation des excentriques, donc leur pulsation, et donc *in fine* la fréquence des oscillations comprise entre 50 et 150 Hz.

Toutes ces considérations, ainsi que l'idée intuitive selon laquelle les performances du forage sonore sont dues aux vibrations qui ont pour effet de fragiliser, désorganiser ou déstructurer le terrain, représentent l'essentiel des bribes de théorie avec lesquelles les professionnels du forage sonore travaillent, qu'ils soient foreurs ou commerciaux. Ce sont donc ces mêmes idées qui se retrouvent exclusivement dans la littérature sur le sujet et qui forment le socle sur lequel la réflexion théorique relatée dans les deux parties ci-dessous se fonde.

B. LES ESSAIS DE MONTEREAU

1. LE CONTEXTE GENERAL

A) LOCALISATION, DATES, PERSONNEL

Les essais se sont déroulés sur le site de Solétanche-Bachy à Montereau, du 19 mars au 4 avril 2008.

Le personnel qui a suivi ou opéré la majorité de ces essais était constitué de :

- Monsieur Daniel Perpezat, chef de projet R&D
- Monsieur Michel Yon, ingénieur méthodes
- Monsieur José Toison, conducteur de travaux petite perforation
- Monsieur Jean-Marc Alonso, foreur
- Ali, opérateur
- Monsieur Gautier Bergeret, optionnaire Sol-et-sous-sol /
Centre de Géosciences de l'Ecole des Mines de Paris

B) LA DEMARCHE

Partant du principe qu'avec le forage sonique, il fallait oublier tout ce qui était déjà connu à propos du forage, la campagne d'essais de Montereau avait pour but une meilleure appréhension du fonctionnement de cette technologie et de familiariser le personnel présent lors des essais à son utilisation. Plus particulièrement, l'enjeu de ces essais a été de vérifier que le sonique était capable de forer efficacement dans tout type de milieu et d'évaluer à quel point il pouvait effectivement se substituer à l'Odex, dont le matériel est encombrant à installer et lourd à manipuler pour les opérateurs. A cet effet, plusieurs milieux ainsi que plusieurs outils ont été tour à tour utilisés, afin de déterminer les conditions optimum d'utilisation et repérer les circonstances dans lesquelles le sonique éprouve des performances moindres, voire des avaries.

Au jour le jour, la stratégie consistait à choisir l'essai suivant en fonction du précédent. Par exemple, si le dernier essai effectué avait été foré dans le béton avec une couronne, l'essai suivant aurait sans doute testé l'outil à barreau perdu dans du béton, afin de pouvoir constater d'éventuelles différences significatives de fonctionnement. Ainsi, les essais ne se sont pas déroulés selon une planification méthodique, mais selon une méthode d'apprentissage itérative qui consiste à faire le bilan de tout ce qui a été compris ou du moins constaté à la fin de chaque essai pour identifier quels sont les aspects du forage sonique ou du matériel utilisé sur lesquels il faudra se pencher lors de l'essai suivant.

Les essais ont été l'occasion pour Solétanche-Bachy et son personnel d'acquérir de l'expérience à propos du forage sonique. D'ailleurs, l'acquisition d'expérience fut un paramètre dimensionnant de cette campagne, qui a permis de faire évoluer la conduite de ces essais au fur et à mesure des différents forages. En effet, le gain d'expérience a rendu les mesures de paramètres de plus en plus précises, complètes et assidues, tandis que la manière d'effectuer certains réglages de fonctionnement était devenue plus systématique avec le temps.

C) LES CONDITIONS

1) LE MATERIEL DE FORAGE

Le matériel utilisé était constitué des éléments suivants :

- Foreuse Klemm 807

- Pression sur l'outil maximale = 250 bars
- Force sur l'outil maximale = 12 000 N = 12,23 t
- Puissance du moteur thermique de la centrale hydraulique = 125 kW
- Tête Sonic Drill Medium
 - Fournisseur = Toa-Tone Boring
 - Masse d'une excentrique = 3,5 kg
 - Nombre d'excentriques = 2
 - Excentricité = 0,0325 m
- 2 jeux de 11 tiges en acier
 - Fournisseur = Sonic Drill Corporation
 - Diamètre extérieur = 3,5 et 5,5 pouces
 - Epaisseur = 0,25 pouces le long de la tige, 0,75 pouces au niveau des joints
 - Hauteur = 3 m
 - Masse = 80 et 128 kg
 - Masse volumique = $7\,850\text{ kg.m}^{-3}$
 - Module d'Young = 210.10^9 N.m^{-2}
 - Célérité du son = $5\,172\text{ m.s}^{-1}$

La foreuse Klemm 807 pouvait effectuer une pression sur l'outil s'élevant au maximum à 250 bars, soit 12 000 N, ou 12,23 T, d'effort exercé sur la tête. Cependant, la pression sur l'outil n'a jamais excédé 100 bars, soit une force verticale exercée sur la tête sonique ne dépassant jamais les 4 800 N, ou 4,9 T. De plus, la puissance du moteur thermique de la centrale hydraulique, bien qu'annoncée à 125 kW, n'a pu cependant être utilisée qu'entre 80 et 90 % car une vérification technique en atelier effectuée après la fin des essais a montré qu'il était défaillant, donc il faut bien garder en tête que les essais ont été réalisés avec une machine qui n'a pas pu donner à la tête sonique sa pleine puissance.

La tête sonique Sonic Drill Medium est sous brevet canadien mais a été construite et commercialisée par la société japonaise Toa-Tone Boring, à qui la société Canadienne Sonic Drill Corporation a concédé une licence. Les caractéristiques techniques de cette tête sont fournies dans l'Annexe 4 : Tête sonique Sonic Drill Medium de Toa-Tone B.

2) LES OUTILS UTILISES

Les outils testés lors des forages furent les suivants :

- Carottier 3,5 pouces
- Couronnes 3,5 et 5,5 pouces
- Outil Pleine Face
- Outil RTA
- Outil à Barreau Perdu

A part l'essai réalisé au carottier ainsi qu'un autre, tous les essais ont été réalisés avec pression d'eau, dans le cadre de la technique dite « wash-boring ». De même, à part l'essai avec le carottier ainsi que le forage incliné à 35°, tous les essais ont été réalisés avec des tiges de 5,5 pouces de diamètre.

3) LES MILIEUX FORES

Les forages ont été réalisés dans les sols et milieux suivants :

- Terrain naturel de Montereau
 - 0 – 0,8 m, remblais
 - 0,8 – 2,8 m, argile
 - 2,8 – 6,5m, sable et graviers

- au-delà de 6,5 m, craie blanche
- Pieux en béton C60
- Pieux en béton C30 armé
- Pieux Hétérogènes

L'une des difficultés lors de ces essais provenait du fait que la carte des emplacements ainsi que de la constitution des pieux n'était pas à disposition. Ainsi, certains des pieux se sont révélés ne pas être constitués du milieu escompté, ou encore la profondeur de ces derniers n'était pas connue. Lors d'un essai, le forage a même rejoint un trou foré par Prosonic lors de la campagne précédente.

Le terrain naturel de Montereau, en bordure de Somme, était saturé en eau, et avec le temps, les pieux constitués de béton ou de milieu très hétérogène étaient aussi imbibés.

Les pieux hétérogènes étaient constitués de tout ce qui avait été trouvé sur place au moment des essais : craie, sable, gravier, argile, bois, béton, acier, blocs, ciment, etc.

Enfin, certains essais ont été effectués à vide, afin d'obtenir des jeux de données correspondant au fonctionnement intrinsèque de la tête sonique, i.e. qui ne sont pas influencés par la réaction du terrain aux vibrations.

4) LES PARAMETRES CONTROLABLES PAR LE FOREUR

Le foreur avait la main sur les paramètres suivants :

- la vitesse de rotation du train de tige,
- la pression sur l'outil (PO),
- la fréquence des vibrations.

La vitesse de rotation a toujours été constante sur l'ensemble des essais, de l'ordre de 60 tours/minute.

Pour chaque longueur de train tige, le foreur faisait constamment varier la PO dans la gamme qu'il avait de disponible, comprise entre 40 et 80 bars, avec des creux à 20 bars et des pointes à 100 bars.

La fréquence pouvait varier entre 60 et 140 Hz. Lors des premiers essais, le réglage de la fréquence était hasardeux, mais il devint plus systématique avec le gain d'expérience. Ainsi, dans tous les essais présentés ci-après et pour chaque longueur de tige, la fréquence a été réglée à la valeur la plus élevée possible et qui permettait à la fois un fonctionnement harmonieux de la tête sonique ainsi qu'une vitesse de pénétration élevée.

2. LES MESURES ET LES DONNÉES

A) LES DONNÉES RÉCUPÉRÉES

La liste des sources utilisées et des mesures associées est fournie ci-dessous. Seules les mesures pertinentes, i.e. qui ont été employées par la suite pour interprétation, y sont répertoriées.

- Prise de note à la main
 - Date, heure, outil utilisé
 - Chronométrage du temps de forage par tige
 - Numéro de tige
 - Lecture de l'affichage de la foreuse (voir ci-dessous)
 - observations diverses (bruit, qualité des vibrations, avaries, etc.)
 - éventuellement, nom du relevé SYMPA correspondant
- Enregistrement vidéo des essais
- Manomètres et débitmètres de la foreuse
 - Débit hydraulique dans les excentriques
 - Pression sur l'outil (PO)

- Pression hydraulique totale fournie par la foreuse
- SYMPA
 - Profondeur
 - Vitesse instantanée de pénétration
 - Pression sur l'outil (PO)
- Oscilloscope virtuel
 - Courbe amplitude-temps
 - Valeurs numériques de l'amplitude et de la fréquence des vibrations au niveau de la broche
 - Enregistrement vidéo et captures d'écran de l'oscilloscope

L'acquisition d'expérience a eu une influence maximum sur l'acquisition des données. En effet, lors des premiers essais, seules la prise de note, la lecture d'informations sur l'affichage de la foreuse et le SYMPA permettaient de recueillir des mesures sur les paramètres de forage, et de plus le manque d'expérience rendait cette collecte approximative. De nombreux trous existent dans les jeux de données correspondant, parfois certains paramètres n'ont pas du tout été relevés et surtout les valeurs de la PO enregistrées par le module SYMPA étaient divisées par deux par rapport aux valeurs réelles. Puis, au fur et à mesure des essais, la prise de notes et la lecture des manomètres et débitmètres de la foreuse se sont perfectionnées tandis qu'un nouveau module SYMPA non biaisé, la caméra vidéo et l'oscilloscope virtuel sont arrivés petit à petit, si bien que les derniers essais sont dotés de jeux de mesures très complètes provenant de plusieurs sources, certains paramètres comme la fréquence, la vitesse ou la PO ayant été mesurés par plusieurs sources à la fois.

L'oscilloscope est dit virtuel car il s'agissait en fait d'une boîte qui d'un côté recevait le signal émit par la cellule à induction enregistrant le déplacement de la broche de la tête sonique, et qui de l'autre envoyait cette information à l'ordinateur auquel elle était reliée par liaison USB et sur lequel avait été installé le logiciel de l'oscilloscope virtuel. Ainsi, la courbe amplitude-temps correspondant aux vibrations de la tête sonique ainsi que l'image de la façade d'un oscilloscope traditionnel, où tous les boutons étaient manipulables de la même manière qu'un oscilloscope réel, s'affichait sur l'écran d'ordinateur.

B) LE TRAITEMENT DES DONNÉES

Etant donné la multiplicité des sources de données et des paramètres enregistrés, le traitement des données s'est avéré nécessaire pour pouvoir les exploiter convenablement par la suite, et surtout très long.

A) VIDÉOS

Plusieurs vidéos ont été enregistrées lors des essais, la moitié d'entre elles ayant été recueillie par la caméra vidéo qui filmait la descente de la tête sonique ainsi que l'action du foreur sur les réglages de la PO et de la fréquence des vibrations, tandis que l'autre moitié provient de l'enregistrement de l'affichage de l'oscilloscope. La première tâche a consisté à identifier l'essai ainsi que le numéro de tige correspondant à chaque séquence vidéo. Une fois cette identification effectuée, il a fallu procéder au montage en parallèle des vidéos de la caméra et de l'oscilloscope, d'abord en les découpant de manière à obtenir une séquence vidéo pour chaque tige, puis en les calant côte à côte de manière synchronisée en comparant l'évolution du signal donné par l'oscilloscope au bruit de la tête sonique. Enfin, il fallait rajouter sur les vidéos toutes les informations nécessaires pour que n'importe quel spectateur puisse savoir rapidement quel essai il est entrain de visionner et à quel numéro de tige il se trouve.

A priori, ce montage pourrait paraître superflu, puisqu'un simple fichier texte accompagnant les vidéos et expliquant à quels essais correspond tel ou tel rush aurait pu suffire. Mais ces vidéos, parce qu'elles diffusent en parallèle les images du forage et les captures d'écran de l'oscilloscope,

permettent essentiellement de comparer le bruit de la tête sonique et la perception visuelle de la vitesse d'avancement du train de tige avec l'évolution de l'amplitude et de la fréquence des vibrations. Ainsi, outre constituer des documents témoignant du déroulement des essais et indiquant en temps réel la fréquence et l'amplitude des vibrations, un spectateur qui en visionnerait quelques-unes serait capable d'avoir une idée précise de la signification concrète des différents bruits engendrés lors du forage en termes d'amplitude et de fréquence des vibrations.

Les essais ainsi immortalisés par ce montage vidéo sont les suivants :

- 26 mars 2008 – Essai dans le béton C30 armé à l'outil pleine face
- 27 mars 2008 – Essai dans un pieu hétérogène à l'outil RTA
- 1 avril 2008 – Essai dans le béton C60 au barreau perdu
- 1 avril 2008 – Essai dans le béton C60 au barreau perdu
- 1 avril 2008 – Forage incliné à 35° avec barreau perdu
- 2 avril 2008 – Essai dans un pieu hétérogène au barreau perdu
- 2 avril 2008 – Essai dans le terrain naturel au barreau perdu
- 3 avril 2008 – Essai dans le béton au barreau perdu n°1
- 3 avril 2008 – Essai dans le béton au barreau perdu n°2
- 3 avril 2008 – Essai dans le béton au barreau perdu n°3
- 3 avril 2008 – Essai dans le béton au barreau perdu n°4
- 3 avril 2008 – Essai dans le béton au barreau perdu n°5
- 4 avril 2008 – Essais à vide
- 4 avril 2008 – Essai dans le béton au barreau perdu
- 4 avril 2008 – Essai dans le béton à l'outil pleine face

B) TRI DES JEUX DE DONNÉES

A. DE LA BONNE CORRESPONDANCE ENTRE LES JEUX DE DONNEES

Comme expliqué quelques paragraphes plus haut, les paramètres de forage ont été enregistrés par des moyens multiples lors de chaque essai. L'une des toutes premières tâches a donc consisté à associer chaque jeu de données provenant de telle ou telle source avec un essai. Si cette association était aisée pour toutes les mesures consignées à la main, elle s'est révélée extrêmement complexe pour les relevés du SYMPA. En effet, pendant la campagne, le nom de l'enregistrement du SYMPA correspondant à l'essai en cours n'était pratiquement jamais relevé sur la feuille de prise de notes manuelle, mais surtout il s'est avéré, lorsque les enregistrements du SYMPA ont été imprimés et relevés sous forme de tableaux Excel après la fin de la campagne, qu'ils n'étaient pas nommés de manière explicite et qu'ils n'étaient pas datés non plus. De plus, les enregistrements qui ont suivi un forage sur toute sa longueur sont rares, puisque la plupart des enregistrements soit n'ont pas pris en compte les dernières tiges, soit ont été hachés, i.e. qu'il existe plusieurs enregistrements pour un même essai. Au final, l'identification s'est faite en comparant les relevés imprimés du SYMPA aux valeurs prises en note à la main ainsi qu'aux différentes péripéties qui se sont produites lors des essais et qui avaient l'air d'avoir laissé leur trace sur l'enregistrement du SYMPA. Malgré tout, sur les 19 enregistrements du SYMPA, 10 ont été correctement associés à un essai, i.e. que les mesures du SYMPA correspondent aux valeurs prises à la main, 6 n'ont pas été identifiés, 2 ont été sans doute correctement identifiés, mais l'essai en question étant le premier des essais, les réglages de la PO et de la fréquence des vibrations n'ont pas été effectués de la même manière que pour les autres essais et par conséquent leurs données ne se prêtent pas à une interprétation pertinente, enfin un relevé a été associé à un forage mais les valeurs du SYMPA diffèrent tellement de celles de la prise de notes que la bonne correspondance du relevé avec l'essai est remise en question.

B. DE L'HARMONISATION DES JEUX DE DONNEES

Le plus dur a cependant été d'harmoniser les pas d'échantillonnage des jeux de données provenant de différentes sources, i.e. de trouver un moyen de corréler entre eux des jeux de données se rapportant au même objet d'étude mais ne comportant pas le même nombre de données, afin de pouvoir en faire une utilisation simultanée non biaisée et ainsi d'en tirer des conclusions pertinentes, ou tout simplement pour vérifier que les différents jeux de données concordent entre eux et donc qu'il n'y a pas eu d'erreur d'association. En effet, comment comparer les valeurs de la PO relevées tous les centimètres par le SYMPA à celles lues sur le manomètre de la foreuse, et dont la valeur n'a été relevée que deux ou trois pendant la pénétration d'une tige de trois mètres de long ? Comment comparer la valeur de la fréquence des vibrations sur le débitmètre de la foreuse, lue à deux reprises au maximum pendant le forage d'une nouvelle tige, aux valeurs indiquées en temps réel sur l'écran de l'oscilloscope et qui changent donc en permanence ? Il a ainsi fallu procéder, pour chaque essai et pour chaque tige où cette question d'harmonisation se posait, au comptage du nombre de valeurs relevées par chaque source, puis à faire la moyenne des valeurs des jeux de données qui en avaient enregistré davantage afin de pouvoir avoir des ensembles comportant un nombre équitable de mesures.

C. DE LA PERTINENCE DE CHAQUE ESSAI

Cette question a déjà été posée quelques lignes plus haut en évoquant le parti pris de mettre de côté les deux premiers essais pour lesquels un relevé SYMPA correspond, car le réglage de la fréquence n'y a pas été effectué de la même manière que lors des essais ultérieurs, et par conséquent les valeurs des différents paramètres ne peuvent pas être comparées avec celles des autres essais de manière pertinente. Afin de déterminer quels essais conserver pour en interpréter les mesures, tous les essais ont été passés aux cribles du bon sens physique de ses données et du bon protocole de réglage des variables modifiables par le foreur.

Finalement, ce tri a abouti à une classification en trois étages des différents essais. Tout d'abord, les essais auxquels avait été associé un relevé SYMPA correct et pour lequel un nombre conséquent de mesures de la fréquence a été obtenu sont ceux dont l'interprétation a été poussée aussi loin que se pouvait, à l'aide de graphes multicritères. Ensuite certains essais, auxquels l'une des deux conditions évoquées à l'instant manquait ou pour lesquels ces mesures n'ont pas été effectuées sur une longueur de forage assez grande comme ce fût le cas pour les deux essais réalisés dans le béton C30 armé, ont été conservés pour une analyse de premier niveau, juste afin de vérifier l'évolution simple d'un paramètre en fonction d'un autre. Quelques essais quant à eux, faute d'un nombre de sources de mesures suffisant ou à cause de jeux de données lacunaires, n'ont pas du tout été pris en compte pour un travail interprétatif. Enfin, certains jeux de données, bien qu'étant dotés de toutes les caractéristiques pour être soumis à une analyse de deuxième niveau, ont été écartés car les valeurs de certains paramètres révélaient que les conditions de forage effectivement rencontrées ne correspondaient pas aux conditions attendues. Ce fût surtout le cas de certains essais supposés se dérouler dans le béton C60, dont la vitesse d'avancement était si élevée qu'il fallait en conclure que le forage avait manqué le pieu ou en était sorti.

D. DU TRI DES DONNEES AU SEIN D'UN ESSAI EXPLOITABLE

La vigilance ne devait pas s'arrêter au tri précédemment effectué. En effet, parmi tous les essais conservés pour une étude approfondie, certains jeux de données avaient des valeurs aberrantes, ou tout simplement hors sujet. Les exemples suivants, qui correspondent à l'exhaustivité des cas où ce genre de raisonnement a dû se faire, donnent une meilleure idée des détails auxquels il a fallu faire attention.

Dans le cas des essais s'étant déroulé dans le béton C60, il arrivait souvent que la vitesse de pénétration fût nettement plus élevée à partir d'une certaine longueur de forage (voir figure 2). Ce

phénomène avait été interprété comme la signature de la fin du pieu de béton, et par conséquent les valeurs correspondant à cette sortie de pieu ont dû être éliminées pour éviter des interprétations fausses des courbes élaborées à partir de ces données (voir figure 3).

Essais dans le béton C60

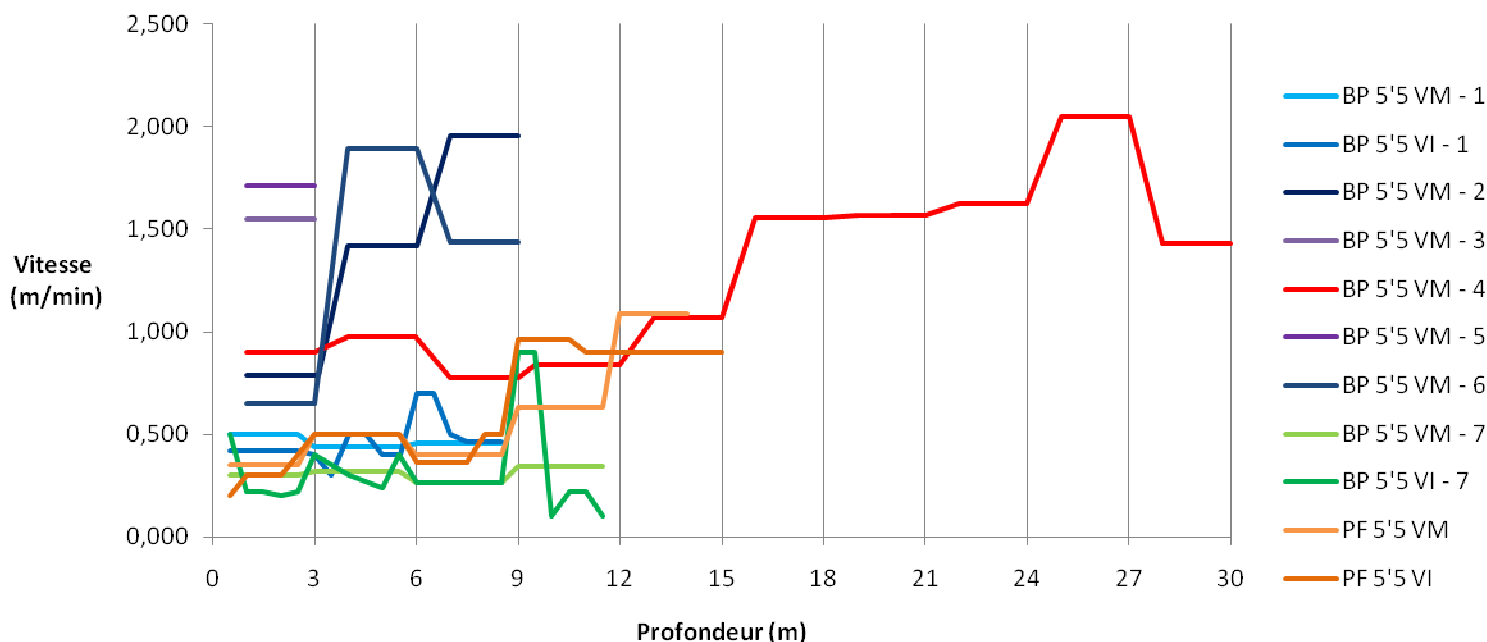


Figure 2 : Représentation des points (profondeur, vitesse de pénétration) non triés pour les essais dans le béton C60

Essais dans le béton C60

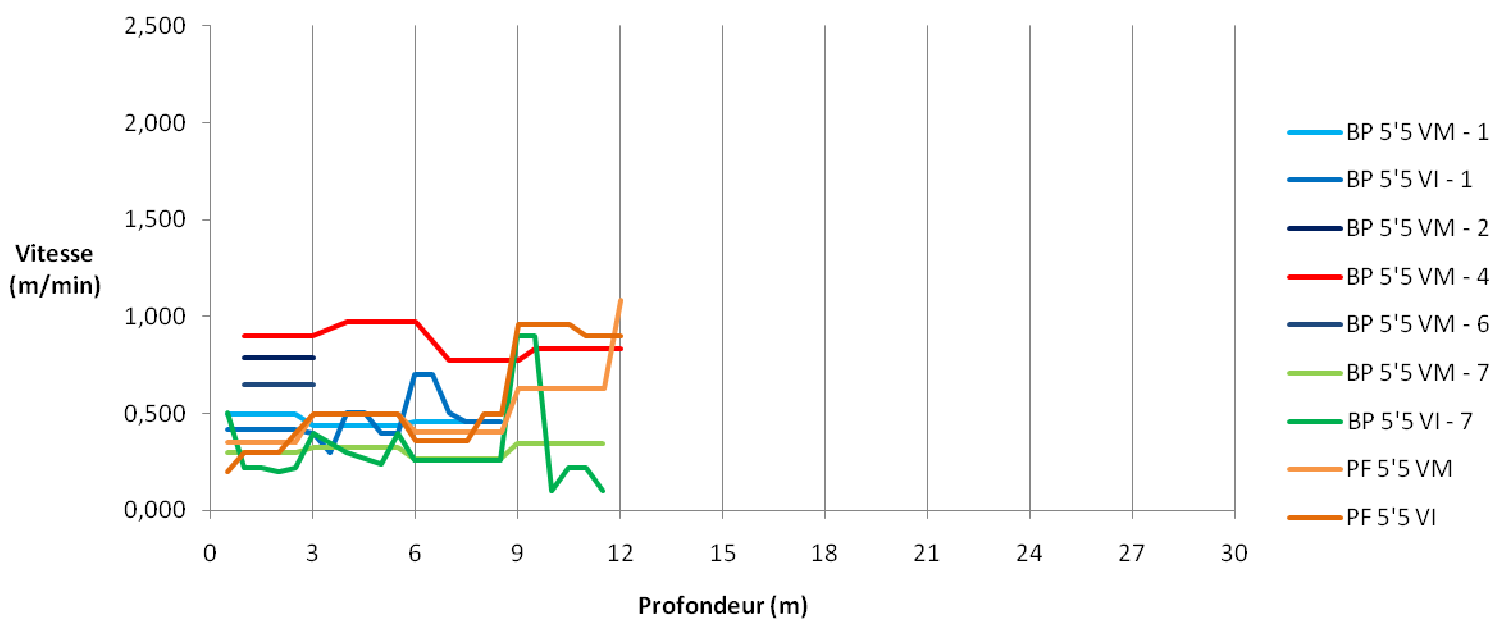


Figure 3 : Représentation des points (profondeur, vitesse de pénétration) triés en fonction de leur niveau de vitesse pour les essais dans le béton C60. Les vitesses trop élevées ont été éliminées

De même, dans le cas du forage incliné à 35° dont l'axe passait par 4 pieux d'essais, le tracé de la courbe de vitesse révélait des zones où les points indiquaient des vitesses de pénétration moins élevées que dans les zones voisines, qui correspondaient aux périodes pendant lesquelles le forage passait à travers un pieu (voir figure 4). Cette courbe a ainsi permis d'éliminer les points correspondant au franchissement des pieux, de telle sorte que n'étaient conservés que les points correspondant au forage dans le terrain naturel (voir figure 5). Ainsi traité, le forage incliné a pu être comparé aux forages verticaux dans le terrain naturel et des conclusions valables quant à l'influence de l'inclinaison sur les performances de forage ont pu être obtenues.

Forage incliné à 35° non trié - Barreau Perdu 3'5 - Sympa INC

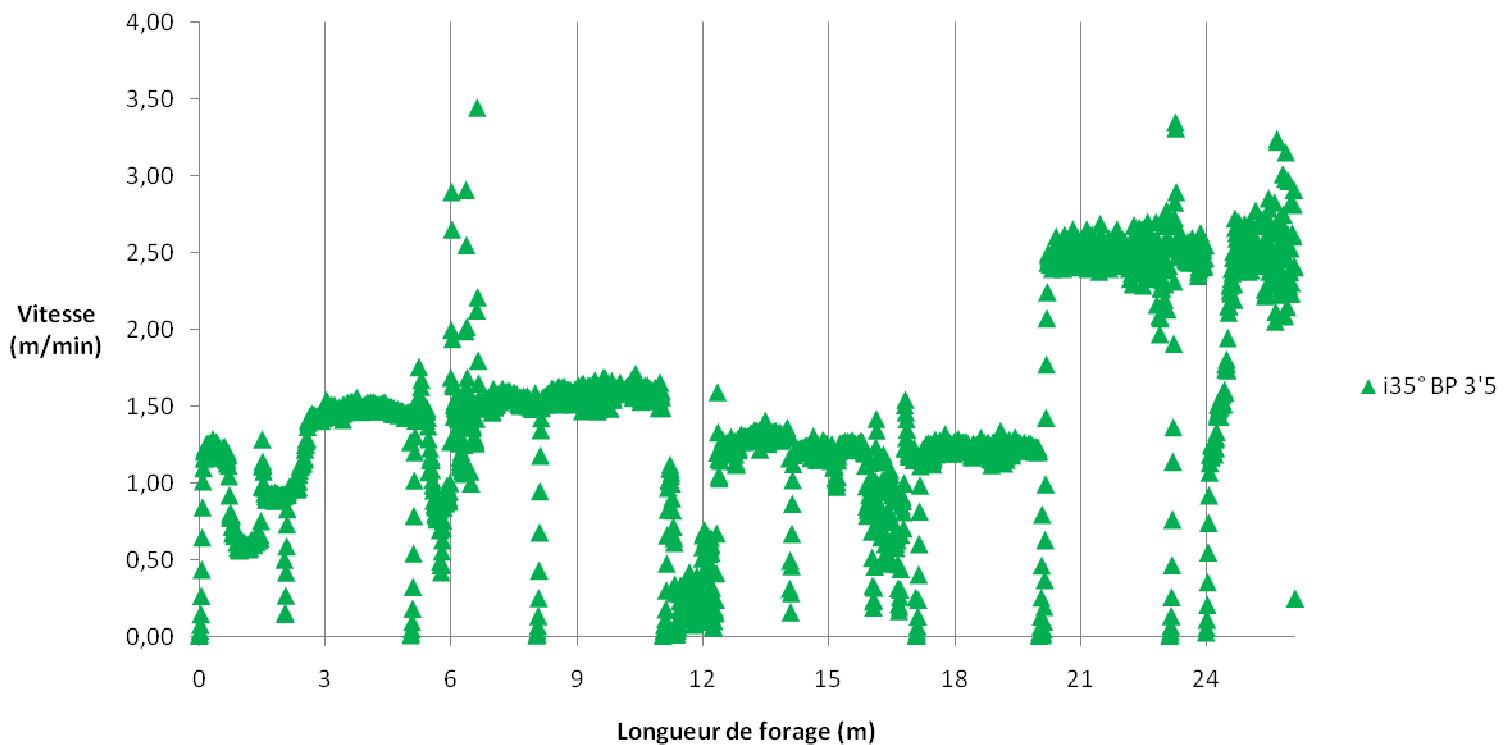


Figure 4 : Représentation des points (profondeur, vitesse de pénétration) non triés pour le forage incliné. Quatre zones de chute de vitesse peuvent être observées

Forage incliné à 35° - Barreau Perdu 3'5 - sans les traversées de pieu

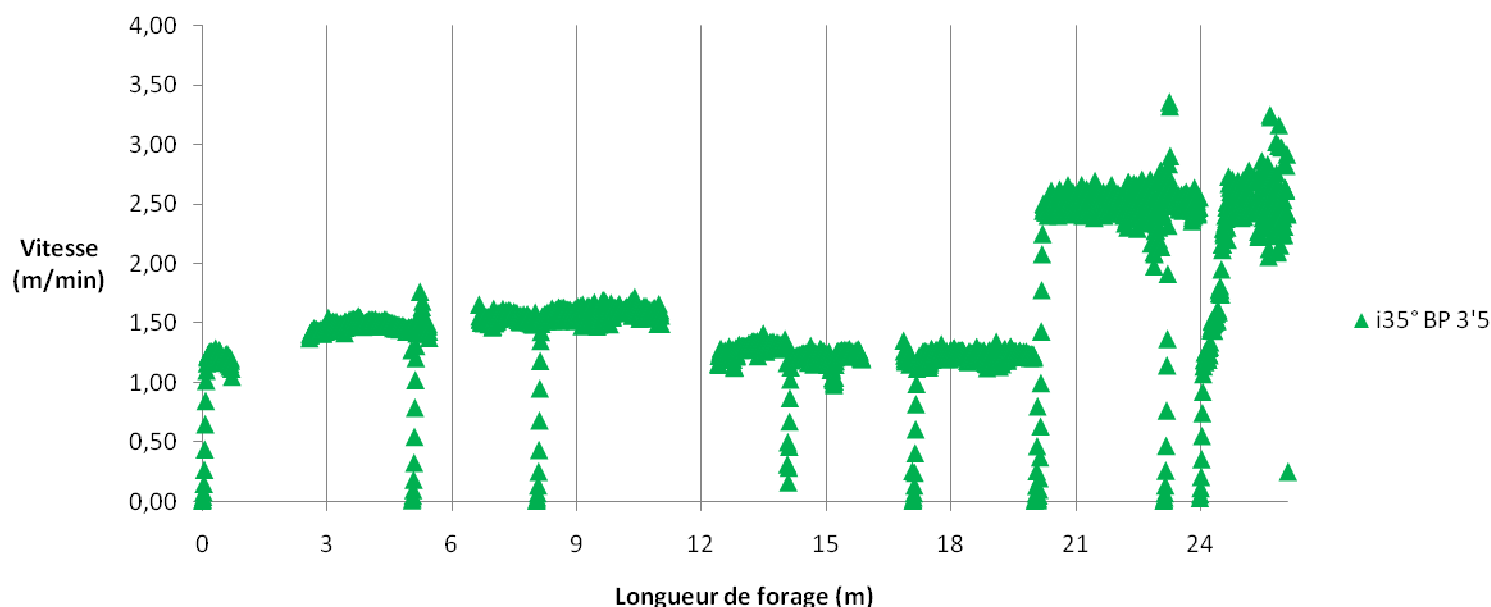


Figure 5 : Représentation des points (profondeur, vitesse de pénétration) non trié pour le forage incliné. Les points correspondant aux chute de vitesse ont été éliminés

Enfin, les cas intéressants de deux essais dans le béton C60 ont été examinés, pour lesquels avaient été dessinés le nuage de points de la vitesse de pénétration en fonction de la fréquence et où l'ensemble des points étaient regroupés en une « patate » homogène, sauf pour une gerbe de point qui partait dans des vitesses de pénétration élevées à la fréquence de 130 Hz (voir figure 6) et qui éventuellement formait une deuxième « patate » à ce niveau de vitesse plus élevée (voir figure 8). Ces nuages de point ont été tracés à nouveau, mais cette fois-ci en regroupant les points par longueur de forage selon un code de couleurs adapté (voir figures 7 et 9). Ces nouvelles représentations ont toutes les deux montré que les points de ces gerbes correspondaient à des niveaux de profondeur particuliers. Dans le cas de l'essai effectué avec l'outil à barreau perdu (figures 6 et 7), les points de la gerbe sont spécifiquement situés entre 7,5 et 9 m de profondeur ; il en a été déduit que l'accroissement momentané de la vitesse de pénétration devait être dû à une altération de la qualité du béton dans le niveau de profondeur en question. En ce qui concerne l'essai effectué avec l'outil pleine face (figures 8 et 9), comme les points de la gerbe et de la deuxième patate avaient tous été enregistrés au-delà de 7,5 m de profondeur, il en a été déduit que le forage avait dû sortir du pieu de béton. Les points correspondant ont ainsi pu être éliminés du jeu de données en question et ne plus fausser les conclusions.

Béton C60 - Barreau Perdu 5'5 n°7 - Sympa A8 + oscillo

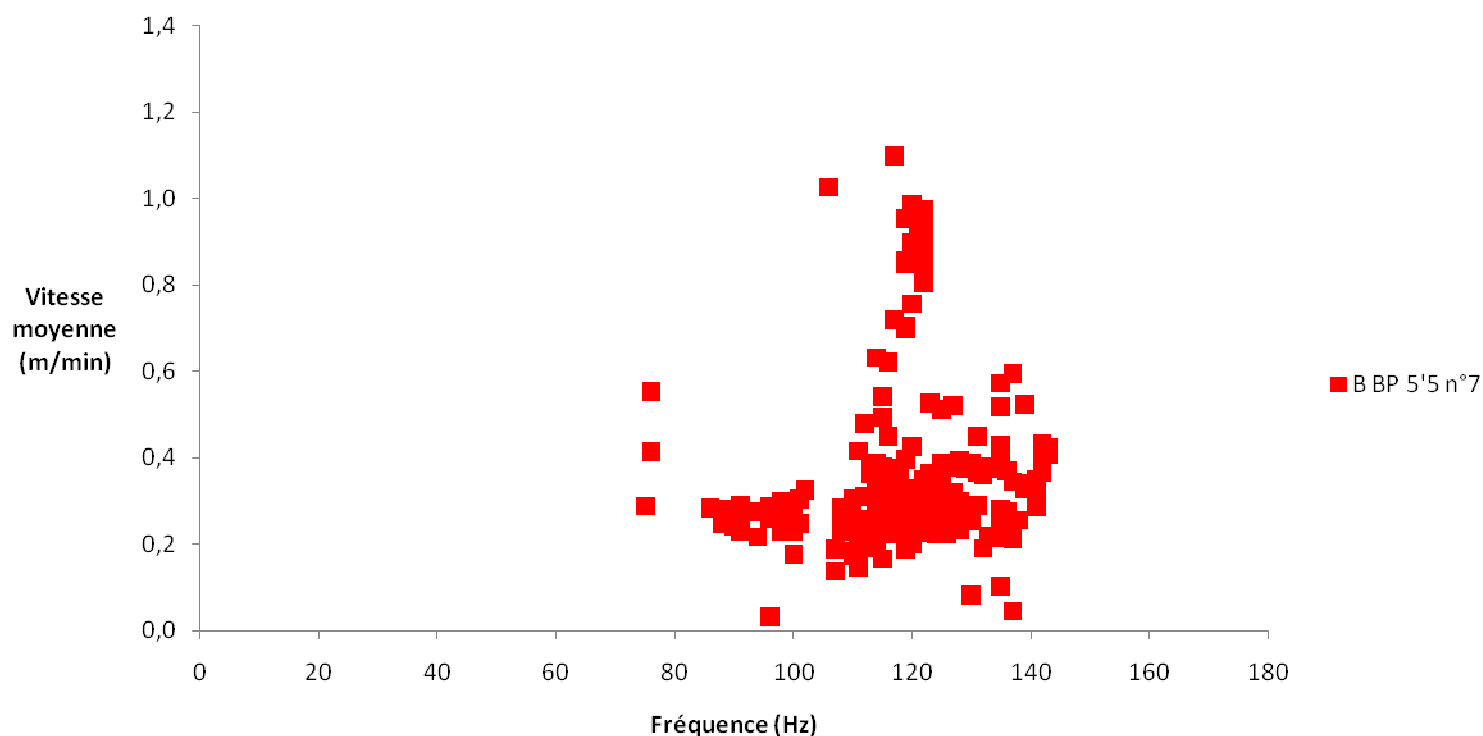


Figure 6 : Représentation des points (fréquence, vitesse de moyenne de pénétration) non triés pour le septième essai dans le béton C60 avec outil à barreau perdu

Béton C60 - Barreau Perdu n°7 - $V=f(\text{fréq})$ par prof

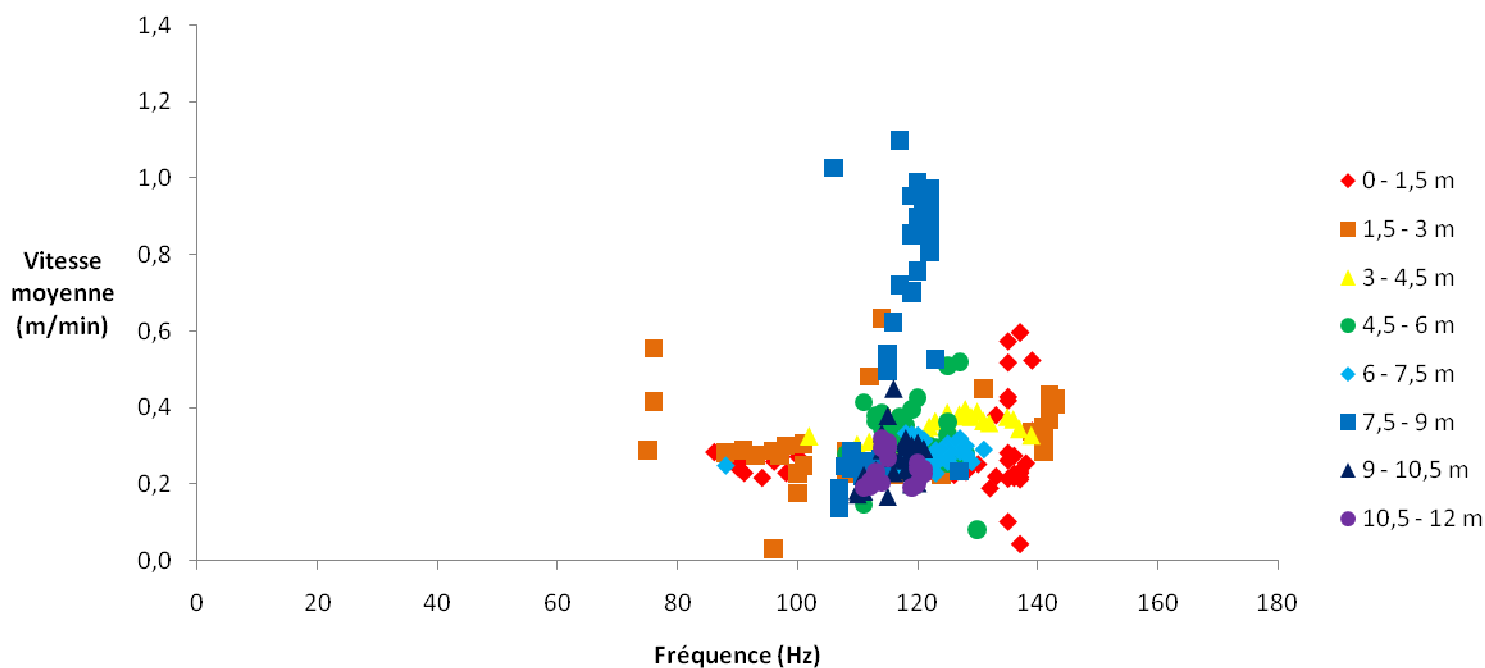


Figure 7 : Représentation des points (fréquence, vitesse moyenne de pénétration) triés par niveau de profondeur pour le septième essai dans le béton C60 avec outil à barreau perdu

Béton C60 - Pleine Face 5'5 - Sympa A7 + oscillo

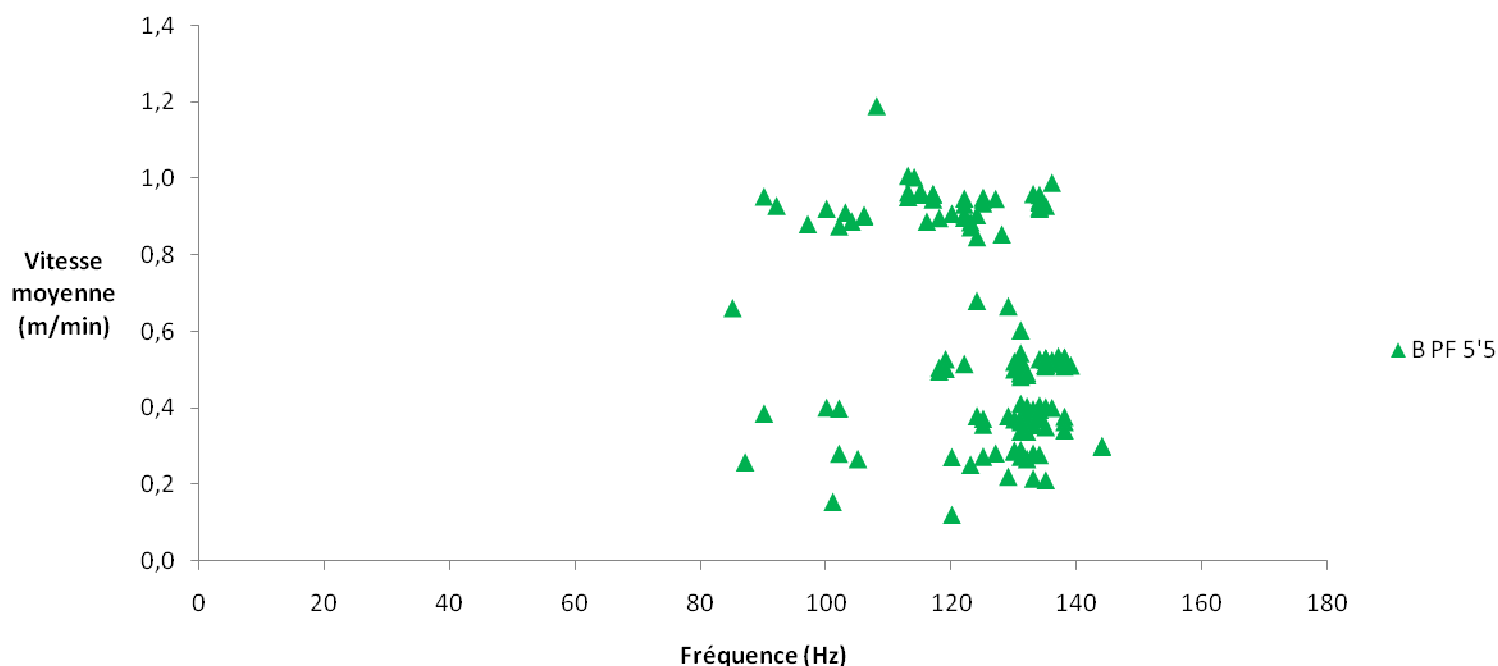


Figure 8 : Représentation des points (fréquence, vitesse de moyenne de pénétration) non triés pour l'essai dans le béton C60 avec outil pleine face

Béton C60 - Outil pleine face - $V=f(\text{fréq})$ par prof

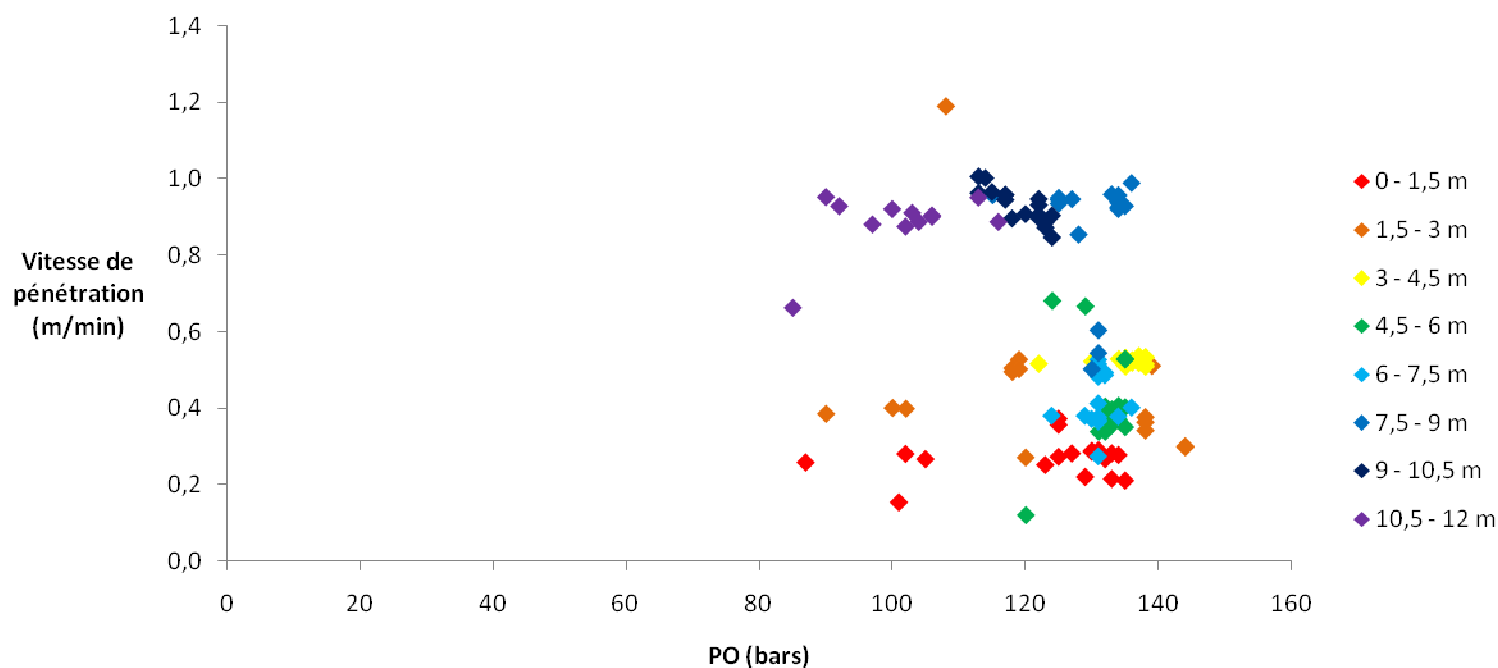


Figure 9 : Représentation des points (fréquence, vitesse moyenne de pénétration) triés par niveau de profondeur pour l'essai dans le béton C60 avec outil pleine face

C) LES LIVRABLES

Tout un pan des livrables est constitué des vidéos où l'enregistrement de chaque essai est monté en parallèle de la capture de l'écran de l'oscilloscope. Ces vidéos permettent de se rendre compte de ce qu'un changement de niveau sonore ou de vitesse apparente de pénétration signifie en termes de modification de l'amplitude et de la fréquence.

Ces montages vidéos exceptés, l'essentiel des livrables est constitué de tableaux Excel regroupant et triant les données de diverses manières. En premier lieu, le fichier intitulé « Journal de bord » consigne pour chaque essai toutes les données recueillies à la main ou lues sur l'affichage de la foreuse. Les essais sont triés jour par jour, regroupés par date. Ainsi, la lecture de ce fichier offre une vision chronologique du déroulement des essais. Pour chaque essai ont été relevés l'heure ou le moment de la journée, l'outil utilisé, le terrain foré, les antécédents de l'essai en question s'il y en a, le but de l'essai, i.e. ce que l'essai devait vérifier ou prouver, et éventuellement le nom de l'enregistrement SYMPA lui correspondant. En ce qui concerne les mesures, y sont répertoriées tige par tige le chronométrage du forage, la pression sur l'outil, la pression hydraulique totale fournie par la centrale hydraulique, le débit d'eau dans les excentriques, proportionnel à leur fréquence de rotation, ainsi que diverses observations. A la fin de chaque tableau sont notés quelques commentaires relatifs à l'ensemble de l'essai.

Les autres fichiers Excel sont les documents nommés « DATA X.0 – milieu foré ». Ces fichiers contiennent la très vaste majorité des tableaux et des graphes issus du traitement et de l'interprétation des données. Comme leur nom l'indique, un premier tri précède l'élaboration de ces documents puisque chacun correspond exclusivement à un type de terrain foré. Ensuite, au sein de chacun de ces fichiers, les données sont triées par essai, par outil et par type de graphe obtenu à partir d'elles. Les fichiers « DATA 1.0 » contiennent tous les graphes destinés à une interprétation de premier niveau, car si certains des jeux de données s'y trouvant ont été ensuite utilisés pour une étude plus avancée, les autres jeux de données n'étaient pas assez complets pour pousser leur interprétation plus loin. Ces fichiers recensent l'intégralité des mesures fournies par les différentes sources de données essai par essai, de la prise de note manuelle aux mesures de l'oscilloscope en passant par les données relevées sur la foreuse, les valeurs du SYMPA moyennées mètre par mètre ou demi-mètre par demi-mètre ainsi que quelques observations constatées sur le chantier et remarques issues du visionnage attentif des vidéos. La fiabilité des différents jeux de données y est spécifiée à l'aide d'un jeu de couleurs approprié. Les graphes de ce document fournissent, pour des jeux de valeurs triés en fonction de leur source, les courbes suivantes :

- $\text{vitesse} = f(\text{profondeur})$,
- $\text{vitesse} = f(\text{longueur de forage})$,
- $\text{pression sur l'outil} = f(\text{profondeur})$,
- $\text{pression sur l'outil} = f(\text{longueur de forage})$,
- $\text{vitesse} = f(\text{pression sur l'outil})$,
- $\text{fréquence} = f(\text{profondeur})$,
- $\text{fréquence} = f(\text{longueur de forage})$,
- $\text{force des excentriques} = f(\text{profondeur})$,
- $\text{force des excentriques} = f(\text{longueur de forage})$,
- $\text{amplitude} = f(\text{profondeur})$,
- $\text{amplitude} = f(\text{longueur de forage})$,
- $\text{amplitude} = f(\text{fréquence})$.

Les fichiers « DATA 2.0 » et « DATA 3.0 » contiennent tous les regroupements de données et graphes qui avaient pour objectif une analyse approfondie des essais. En général, ces graphes utilisent les données complètes des relevés du SYMPA, moyennées au décimètre au besoin, et représentent les nuages de point correspondant soit à un essai particulier, soit aux deux à trois essais pourvu qu'il y ait suffisamment de choses égales par ailleurs. Les courbes les plus pertinentes

fournies par ces graphes sont celles dont les points sont triés selon les gammes de valeurs d'un troisième paramètre. Les graphes des fichiers « DATA 2.0 » soutiennent en particulier les courbes suivantes :

- $vitesse=f(\text{pression sur l'outil})$,
- $vitesse\ moyenne = f(\text{pression sur l'outil moyenne})$,

tandis que les graphes des fichiers « DATA 3.0 » représentent les courbes :

- $vitesse=f(\text{profondeur})$,
- $vitesse=f(\text{fréquence})$
- $vitesse=f(\text{fréquence})$ avec points triés par gammes de pression sur l'outil.

Les fichiers liés aux essais dans les pieux hétérogènes et dans le béton C60 contiennent encore d'autres courbes, car davantage d'hypothèses devaient être vérifiées dans ces milieux :

- $vitesse=f(\text{pression sur l'outil})$ par gammes de profondeur (béton C60 et pieux hétérogènes),
- $vitesse=f(\text{profondeur})$ par gammes de pression sur l'outil (béton C60)
- $vitesse=f(\text{fréquence})$ par gammes de profondeur (béton C60)

3. COURBES ET INTERPRÉTATIONS

Cette partie ne présente que les conclusions portant sur les données qui se prêtaient à l'étude approfondie telle qu'expliquée auparavant. Ces données proviennent exclusivement des relevés numériques du module SYMPA, dont les valeurs des paramètres mesurés sont échantillonnés au centimètre. Quand un graphe représente des paramètres moyennés, chaque point résulte en fait de la moyenne de dix valeurs du relevé numérique, donc représente un décimètre de forage. Cependant, certains graphes présentés ci-dessous ont aussi été élaborés à partir des données ne permettant qu'une analyse moins poussée, car les déductions qui en sont faites constituent les hypothèses de base pour la compréhension des graphes suivants. Comme expliqué auparavant, les données se prêtant à cette analyse de premier niveau ne proviennent pas exclusivement du SYMPA.

A) CONSIDÉRATIONS SUR LA FREQUENCE ET L'AMPLITUDE DES VIBRATIONS

La fréquence est un paramètre contrôlé par le foreur, donc en tant que tel il s'agit d'une variable qui peut varier continûment et sans logique préétablie. Néanmoins, il ne faut pas oublier qu'au cours de tous les essais, la fréquence a toujours été réglée à la valeur la plus élevée qui permettait au système à la fois d'atteindre la vitesse de pénétration la plus grande et de fonctionner harmonieusement. Ainsi, le réglage de la fréquence des vibrations a été fait de manière quasi-systématique, en suivant une logique constante pour tous les essais. La fréquence peut-elle être alors considérée comme un paramètre invariant pour tous les essais, une chose égale par ailleurs ?

Comme le révèlent les figures 10 à 13, la fréquence se comporte de façon très singulière, sous l'hypothèse de réglage décrite à l'instant. En effet, dans tous les essais effectués avec des tiges de 5,5 pouces de diamètre, la fréquence se règle aux environs des 130 Hz pendant les trois premières tiges, puis elle chute progressivement jusqu'à atteindre 60 Hz à la huitième tige et, soudainement, pendant le forage de la neuvième tige, la fréquence décolle et retrouve le palier des 130 Hz. Ensuite la fréquence diminue à nouveau, plus progressivement encore, pour retomber dans les 60 Hz, avant de repasser subitement à la barre des 130 Hz pendant le forage de la dix-huitième ou dix-neuvième tige. Ce saut de fréquence se retrouve aussi dans le forage incliné, seul forage qui a été réalisé avec des tiges de 3,5 pouces de diamètre, sauf que le saut de fréquence y a lieu plus tôt, pendant la pénétration de la septième ou de la huitième tige.

Essais dans le terrain naturel de Montereau

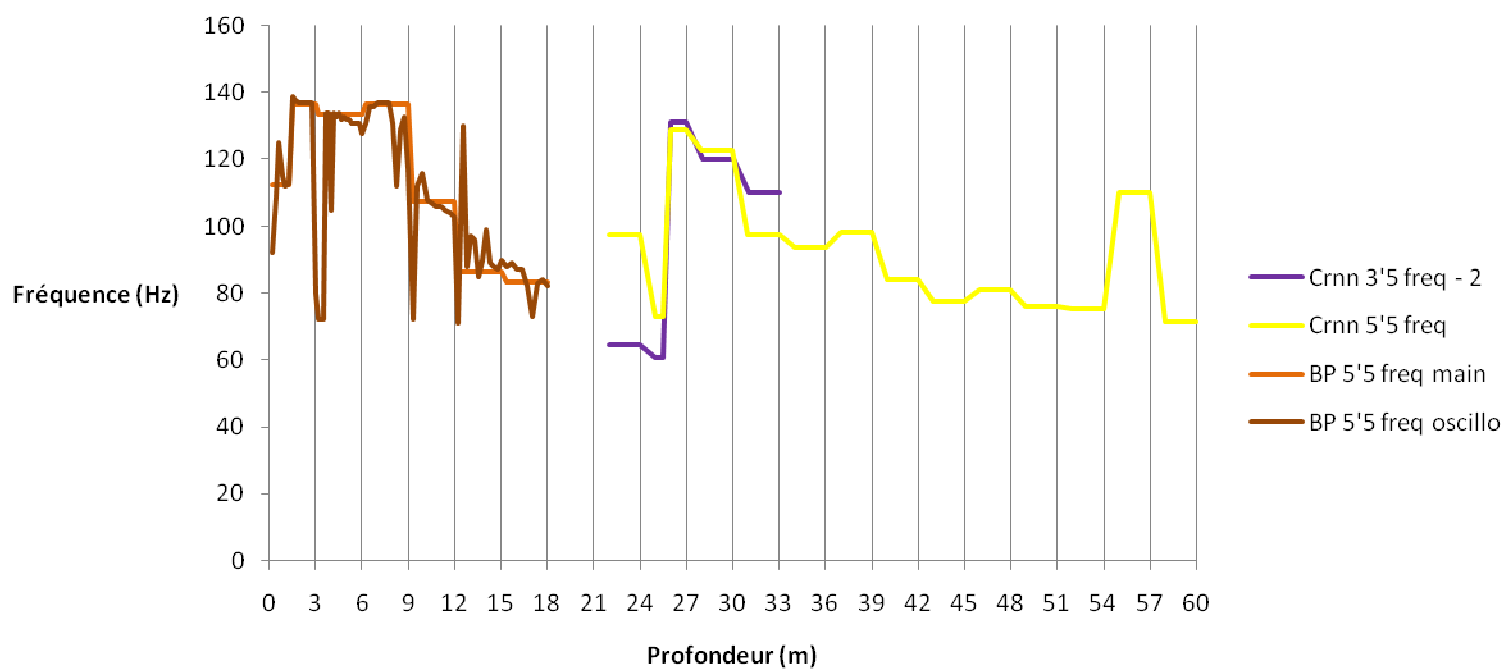


Figure 10 : Courbes fréquence=f(profondeur) pour les essais dans le terrain naturel de Montereau

Essais dans le béton C60

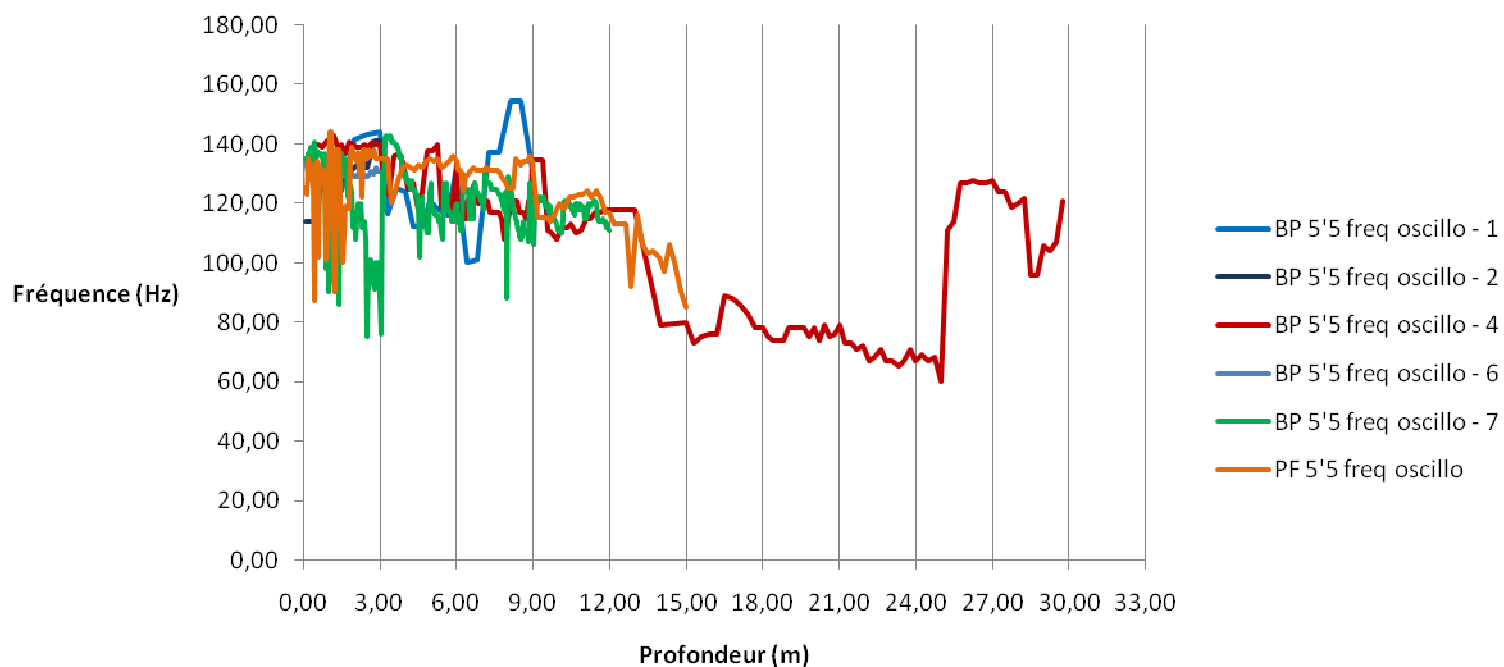


Figure 11 : Courbes fréquence=f(profondeur) pour les essais dans le béton C60

Essais dans les pieux hétérogènes de Montereau

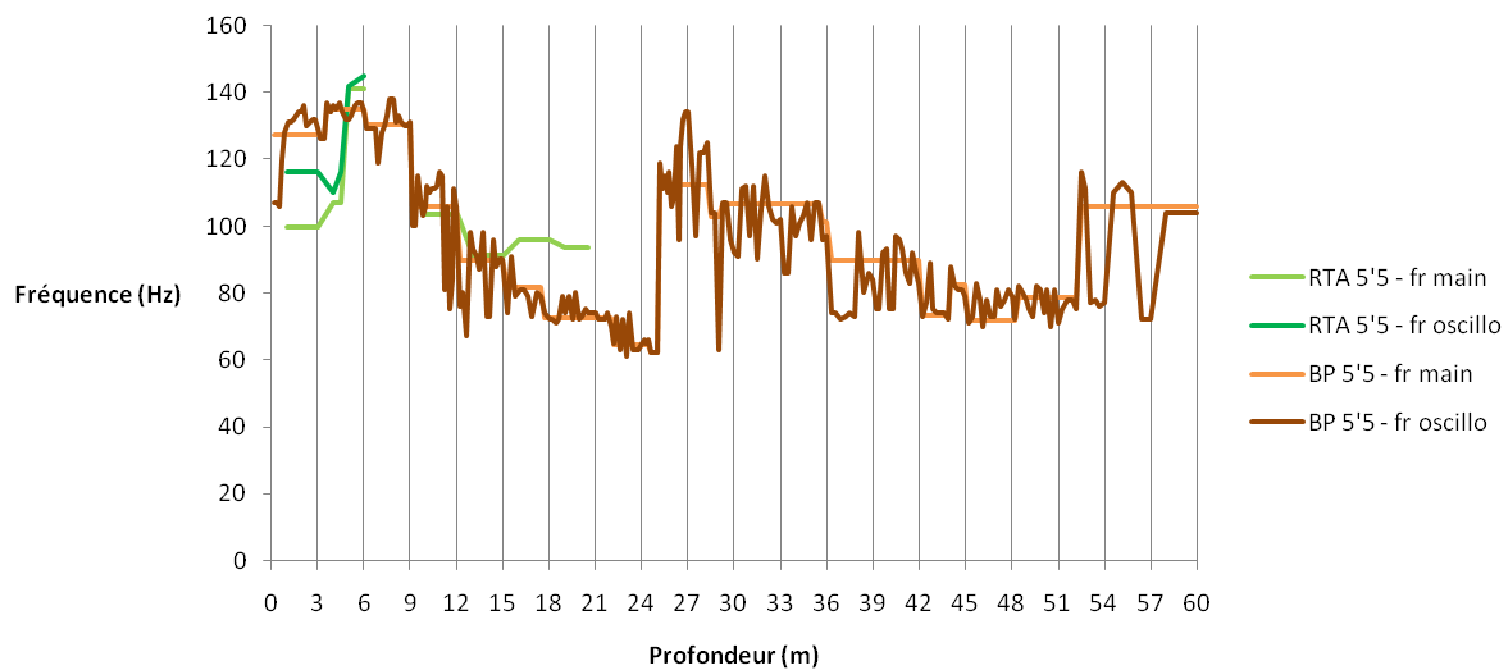


Figure 12 : Courbes fréquence = $f(\text{profondeur})$ pour les essais dans les milieux hétérogènes

Essai incliné à 35°

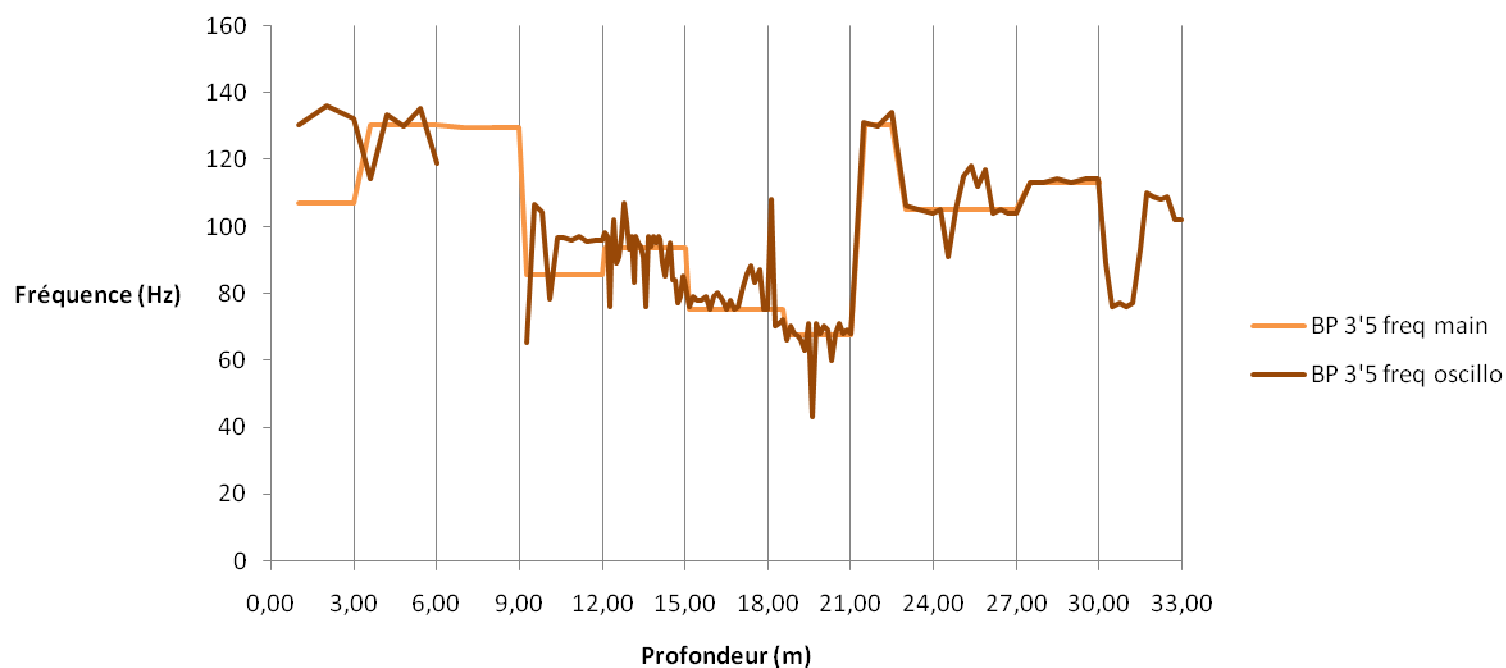


Figure 13 : Courbes fréquence = $f(\text{profondeur})$ pour le forage incliné à 35°

Ce comportement particulier se révèle aussi bien dans le béton et les milieux hétérogènes que dans le terrain naturel de Montereau, cependant il n'est pas expliqué avec beaucoup de certitude. Les suppositions tendent à voir ce phénomène comme le passage à une harmonique supérieure, i.e. dès que la longueur du train de tige atteint une longueur critique, la fréquence ainsi que le nombre de points vibrant au maximum d'amplitude ou ne vibrant pas du tout se multiplie subitement.

Il est important de garder à l'esprit que dans toutes les courbes évoquées ultérieurement, quelque soit l'essai considéré, la fréquence a toujours connu la même évolution. Ainsi, il est licite de percevoir le comportement de la fréquence comme une base commune à tous les essais à partir de laquelle il devient possible de les comparer. Cependant, ce raisonnement serait parfaitement exact si la fréquence restait constamment aux environs d'un même palier, donc il convient de rester attentif à l'éventuel rôle que peuvent avoir dans certaines courbes des points correspondant à des valeurs de fréquence éloignées.

L'amplitude se révèle avoir un comportement tout aussi particulier que la fréquence ; en fait, son évolution en est symétrique. En effet, quand la fréquence est à son plus haute valeur, l'amplitude des vibrations se concentre sur un palier de faible niveau, puis lorsque la fréquence diminue, l'amplitude a tendance à augmenter progressivement, ou du moins à couvrir une gamme de valeurs de plus en plus étendue. Et lorsque le saut de fréquence a lieu, l'amplitude se concentre à nouveau dans de faibles valeurs, puis augmente à nouveau en même temps que la fréquence diminue. Ce phénomène reste avant tout un constat, ses conséquences sur les performances du forage n'ayant pas été clairement identifiées. L'interprétation suivante est néanmoins proposée : lorsqu'un ressort est soumis à des oscillations verticales et que la fréquence des oscillations diminue, l'expérience montre que l'amplitude a alors tendance à être de plus en plus grande. En fait, avec une fréquence plus faible, le ressort a plus de temps pour s'étirer, donc s'étend plus loin et, ce faisant, l'amplitude augmente. Si le train de tige peut être comparé à un ressort, il faut sans doute voir dans cet exemple l'explication de ce phénomène.

Essais dans le terrain naturel de Montereau

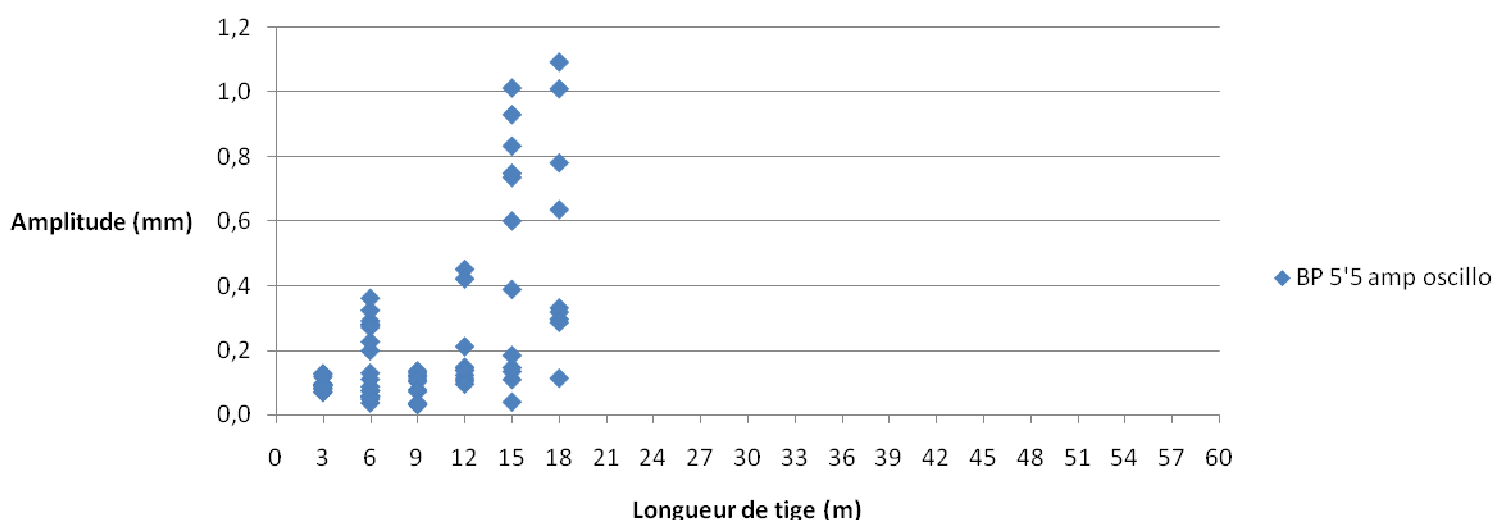


Figure 14 : Nuage des points (longueur de tige, amplitude) pour un essai dans le terrain naturel de Montereau

Essais dans les pieux hétérogènes

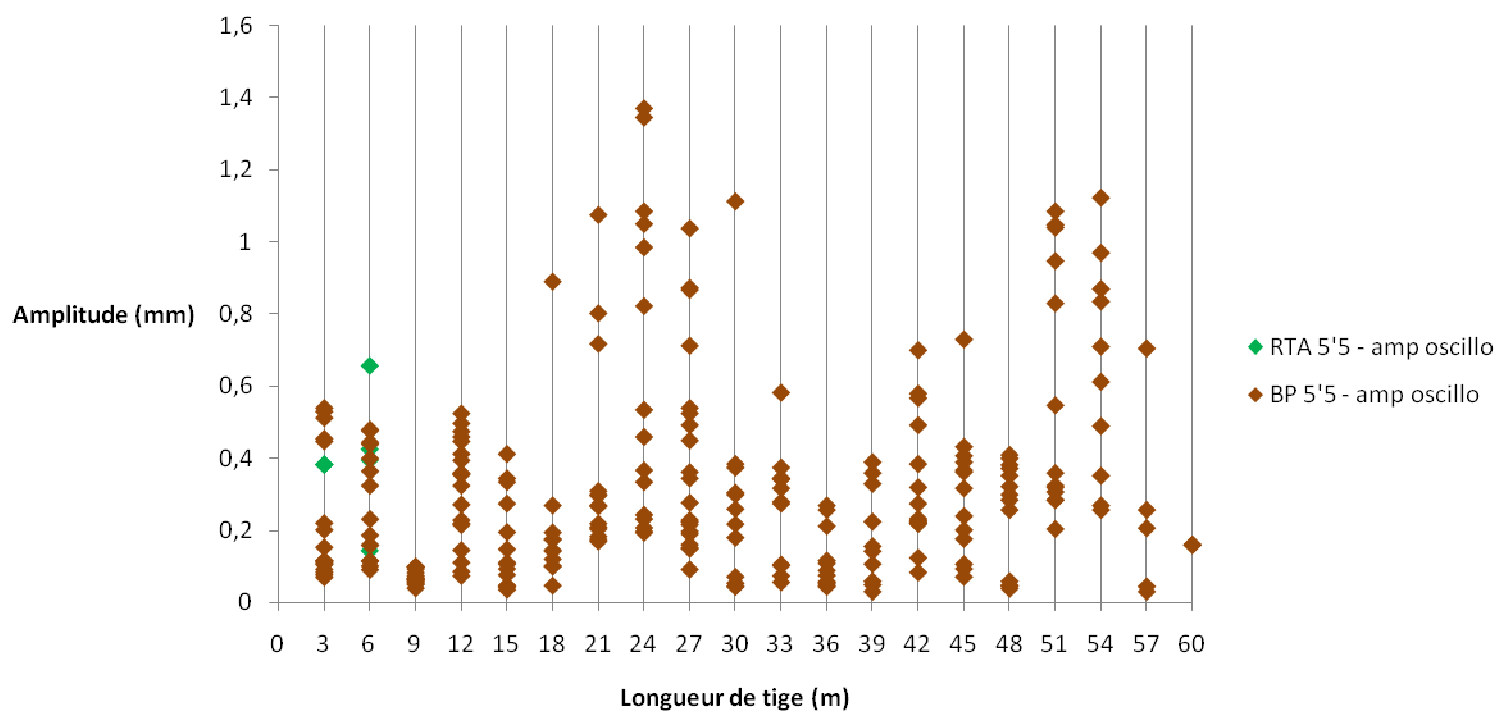


Figure 15 : Nuages de points (longueur de tige, amplitude) pour des essais dans des milieux hétérogènes

Essai incliné à 35°

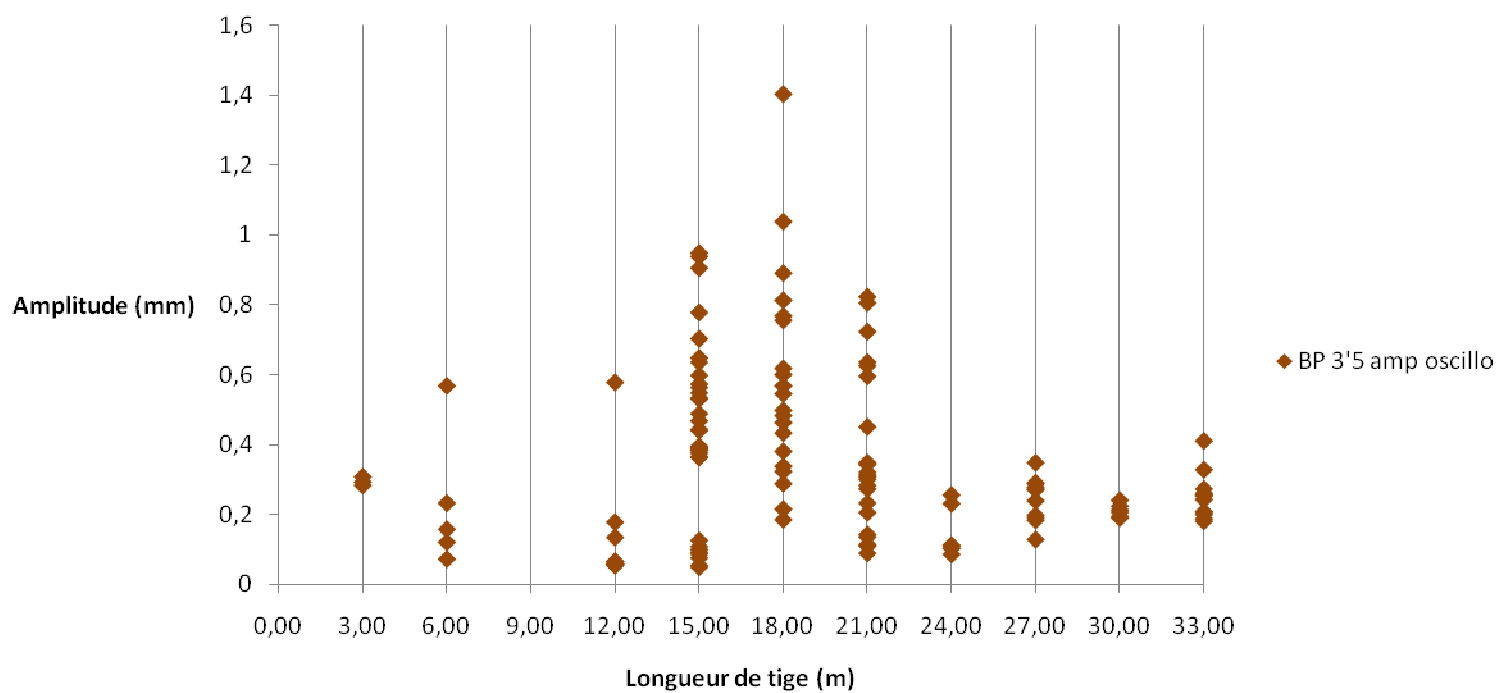


Figure 16 : Nuage de points (longueur de tige, amplitude) pour le forage incliné

B) CONSIDERATIONS SUR LA VITESSE DE PENETRATION

Plusieurs facteurs sont susceptibles de contrôler la vitesse de pénétration, notamment le milieu foré, l'outil utilisé, la fréquence des vibrations et la pression sur l'outil. La fréquence des vibrations et la pression sur l'outil sont les deux paramètres qui peuvent être modifiés en permanence pendant un forage, au contraire du terrain et de l'outil qui ne peuvent pas changer au cours d'un essai. Par conséquent, à cause des variations possibles de la pression appliquée sur l'outil ou de la vitesse de rotation des excentriques, la vitesse de pénétration est susceptible d'évoluer considérablement pour un même terrain et un même outil. Il paraît ainsi essentiel de s'intéresser aux rôles de la pression sur l'outil et de la fréquence des vibrations sur l'évolution de la vitesse pour pouvoir donner les valeurs de vitesse d'avancement moyennes selon le terrain et l'outil utilisé.

1) ROLE DE LA PRESSION SUR L'OUTIL

Dans les techniques de forage traditionnelles que sont le rotary et le roto-percutant, plus la pression sur l'outil augmente, plus la vitesse de pénétration augmente, si tant est que la pression reste dans le domaine permettant aux débris de sortir et de ne pas boucher l'outil. Les professionnels du forage précisant qu'avec le forage sonique, il faut remettre en question tout ce qui est connu sur le forage, examiner la question de l'influence de la pression sur l'outil prend tout son sens, d'autant plus qu'elle évolue ici entre 40 et 100 bars. Les figures 17 et 18 ci-dessous représentent les nuages de points de la vitesse de pénétration en fonction de la pression sur l'outil pour des essais caractérisant parfaitement le terrain naturel de Montereau et les milieux hétérogènes. Il est possible d'affirmer que ces graphes indiquent le rôle spécifique de la pression sur l'outil tout chose égale par ailleurs, car pour chacun de ces points, la fréquence a été réglée à la valeur maximum tolérable par le système et permettant un fonctionnement harmonieux avec une vitesse de pénétration élevée. Ces graphes révèlent que les points s'alignent clairement sur un axe de pente positive. Il s'impose donc comme conclusion que dans ces deux types de terrain, la vitesse de pénétration augmente quand la pression sur l'outil augmente. Les quelques points de la moitié droite du graphe caractérisant le terrain naturel et s'inscrivant dans une pente négative sont assimilables au phénomène de bourrage se produisant dans le forage rotary, en ce sens que cette partie descendante de la courbe pourrait traduire des valeurs de pression pour lesquelles les débris sortent plus difficilement du trou et bouchent l'outil, compromettant ainsi une bonne vitesse de pénétration.

Terrain Naturel - Vitesse moyenne = f(PO moyenne)

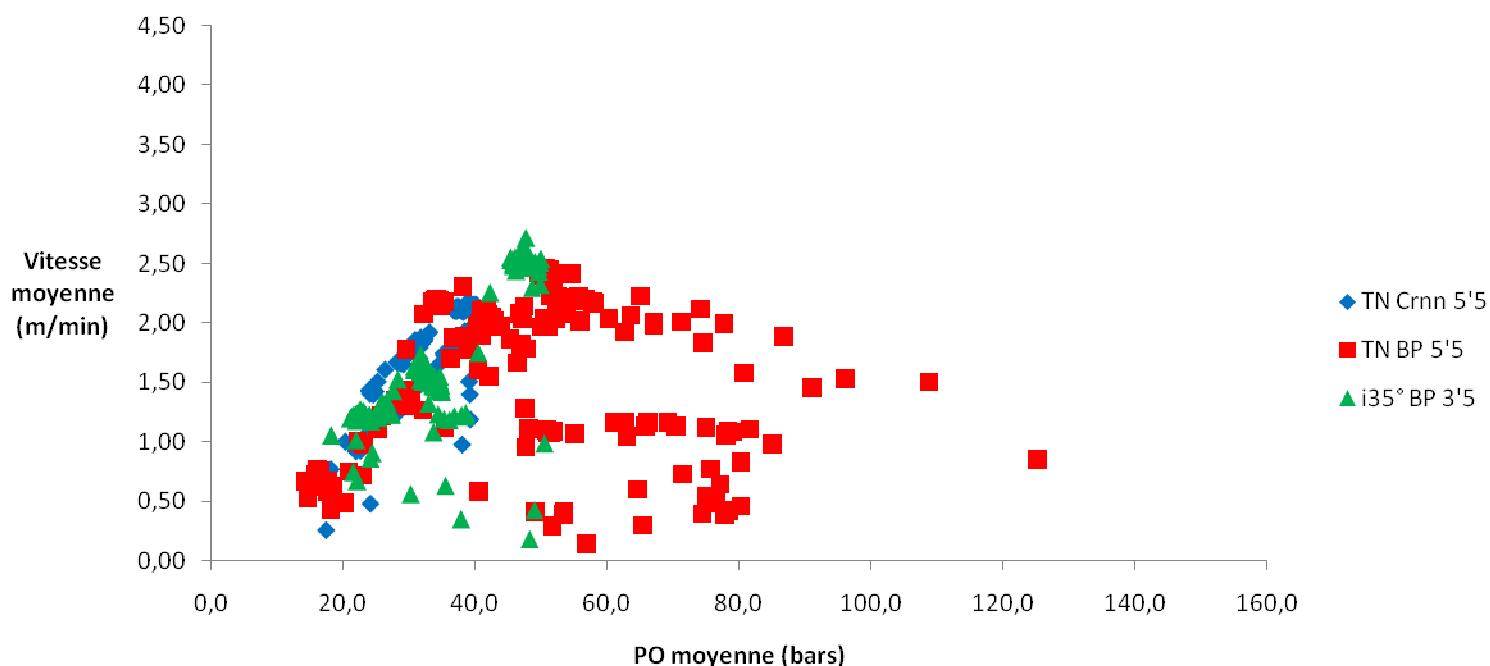


Figure 17 : Nuages de points (PO moyenne, vitesse moyenne) des trois essais caractérisant le terrain naturel de Montereau

Pieux Hétérogènes - $V_{moy}=f(PO_{moy})$

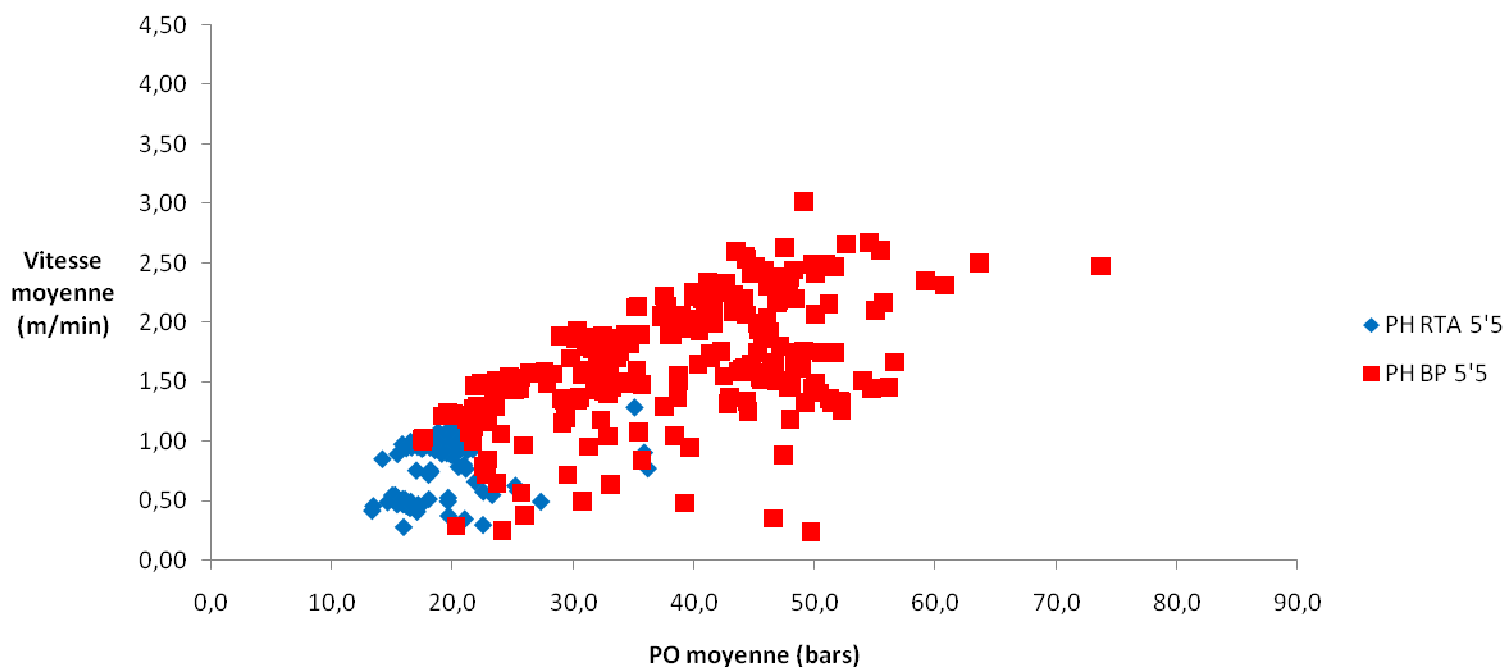


Figure 18 : Nuages de points (PO moyenne, vitesse moyenne) des 2 essais caractérisant les pieux hétérogènes

Des deux figures ci-dessus peuvent être déduites les valeurs de vitesse auxquelles s'attendre dans chacun de ces terrains. La première figure montre que, la vitesse de pénétration dans le terrain naturel évolue entre 0,5 et 2,5 m/min pour une pression variant de 10 à 50 ou 60 bars, que l'outil soit une couronne ou un barreau perdu. Pour les milieux hétérogènes, lorsque sont employés des outils éjectables avec barreau, la vitesse évolue de 0,25 à 2,75 m/min quand la pression varie de 10 à 55 bars.

Ce qui se produit dans le béton est en revanche plus compliqué à interpréter. Comme le montre la forme des nuages de points des figures 19 à 21, l'augmentation de la pression sur un outil à barreau perdu ne semble pas autoriser une augmentation de la vitesse de pénétration. Au mieux, il est possible de voir sur ces figures un éventail de vitesse s'ouvrant vers les vitesses élevées quand la pression sur l'outil augmente, comme si une pression plus élevée sur l'outil ne permettait que d'augmenter les chances d'avoir des vitesses de pénétration élevées, mais sans garantir de les atteindre. Cependant, la figure 21 montre que le nuage de point correspondant au forage du béton avec un outil pleine face tend à s'orienter selon une pente croissante, de telle sorte qu'il n'est pas possible d'abandonner l'hypothèse selon laquelle la vitesse de pénétration dans le béton C60 augmente avec la pression sur l'outil dans le cas d'un forage utilisant un outil pleine face.

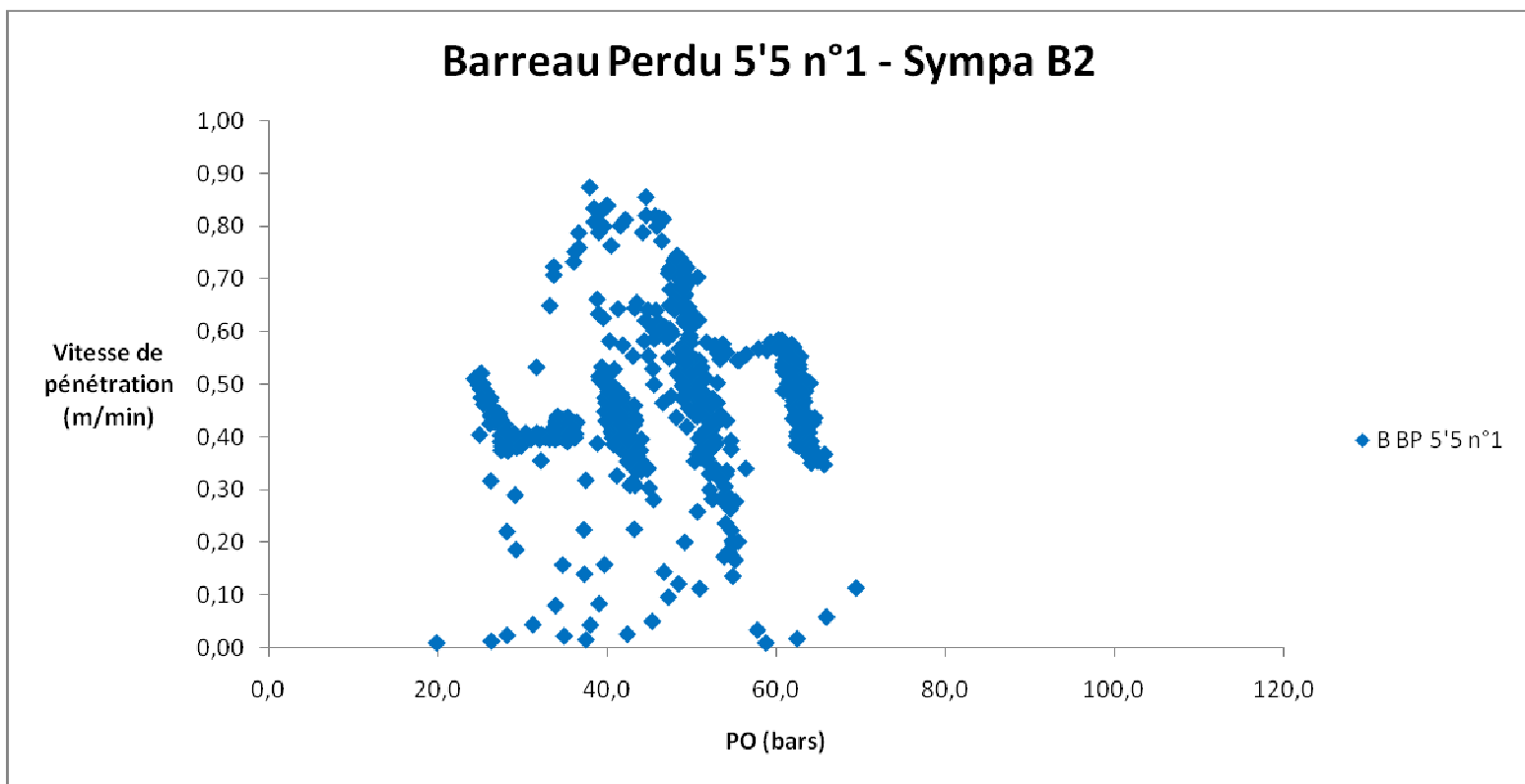


Figure 19 : Nuage des points (PO, vitesse) du premier essai dans le béton avec barreau perdu

Barreau Perdu 5'5 n°7 - Sympa A8

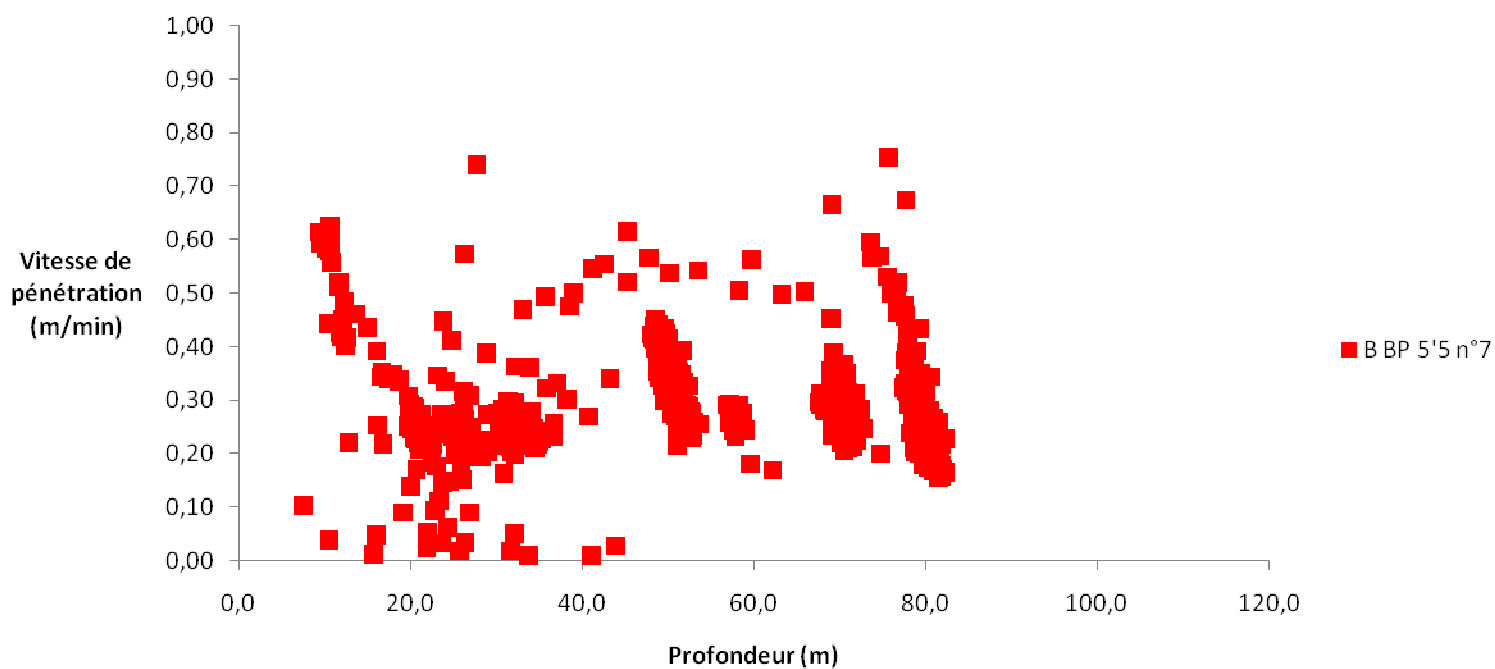


Figure 20 : Nuage des points (PO, vitesse) du septième essai dans le béton avec barreau perdu

Pleine Face 5'5 - Sympa A7

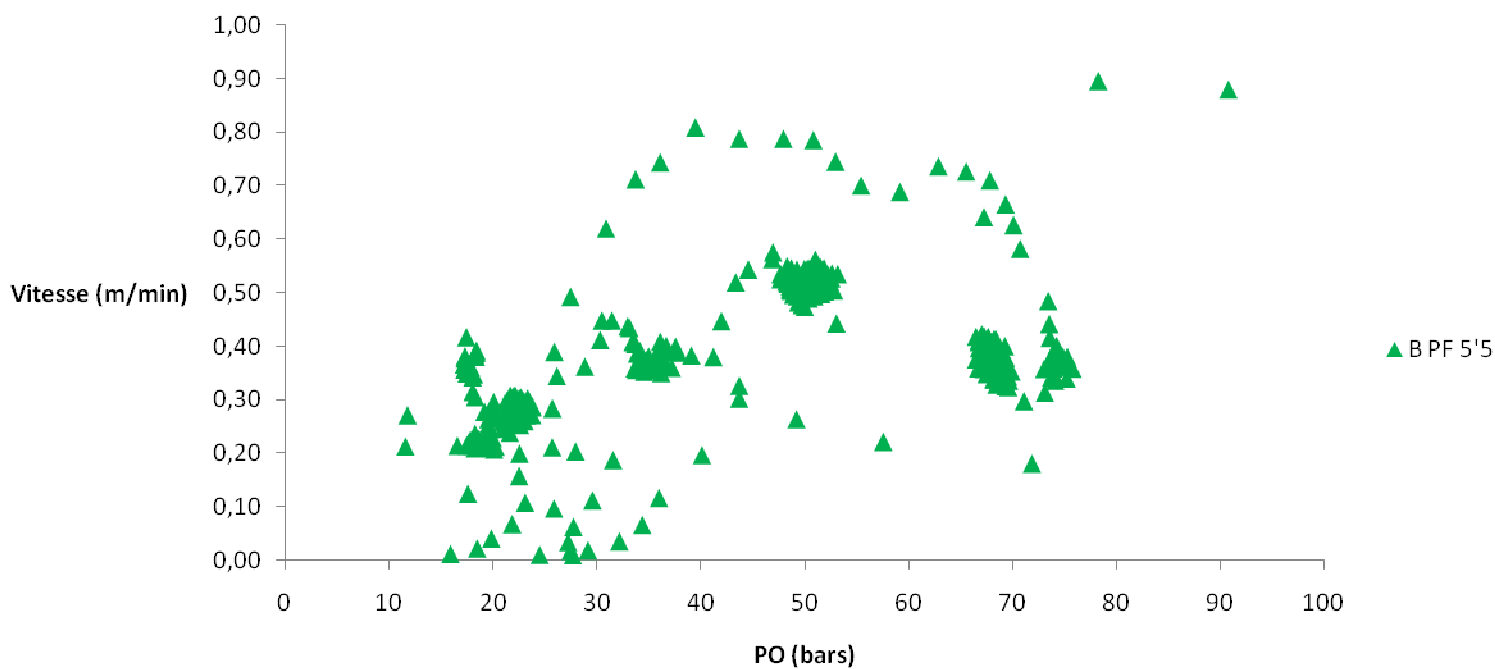


Figure 21 : Nuage des points (PO, vitesse) de l'essai dans le béton avec outil pleine face

Malgré cette absence de tendance parfaitement explicite d'augmentation de la vitesse de pénétration avec la pression sur l'outil, la vitesse de pénétration dans le béton s'échelonne visiblement entre 0,2 et 1 m/min pour des pressions sur l'outil évoluant entre 0 et 80 bars.

Cependant, ces graphes mettent en évidence un autre phénomène, d'autant plus étrange qu'il n'était pas visible sur les graphes équivalents des autres terrains. Les points de chaque essai s'organisent en effet ici selon des droites de pente négative, se dirigeant vers les faibles vitesses quand la pression sur l'outil augmente. Il semble intuitif de supposer que chacune des droites correspond à une longueur de train de tige particulière (une tige faisant trois mètres de haut, la longueur du train de tige évolue 3 m par 3 m). Les figures 22 à 24 données ci-dessous confirment cette hypothèse, et indiquent même que plus la longueur du train de tige est élevée, plus les droites sont situées dans les hautes pressions. L'interprétation de ce phénomène particulier n'a pas été trouvée.

Béton C60 - Barreau Perdu n°1 - $V=f(PO)$ par L

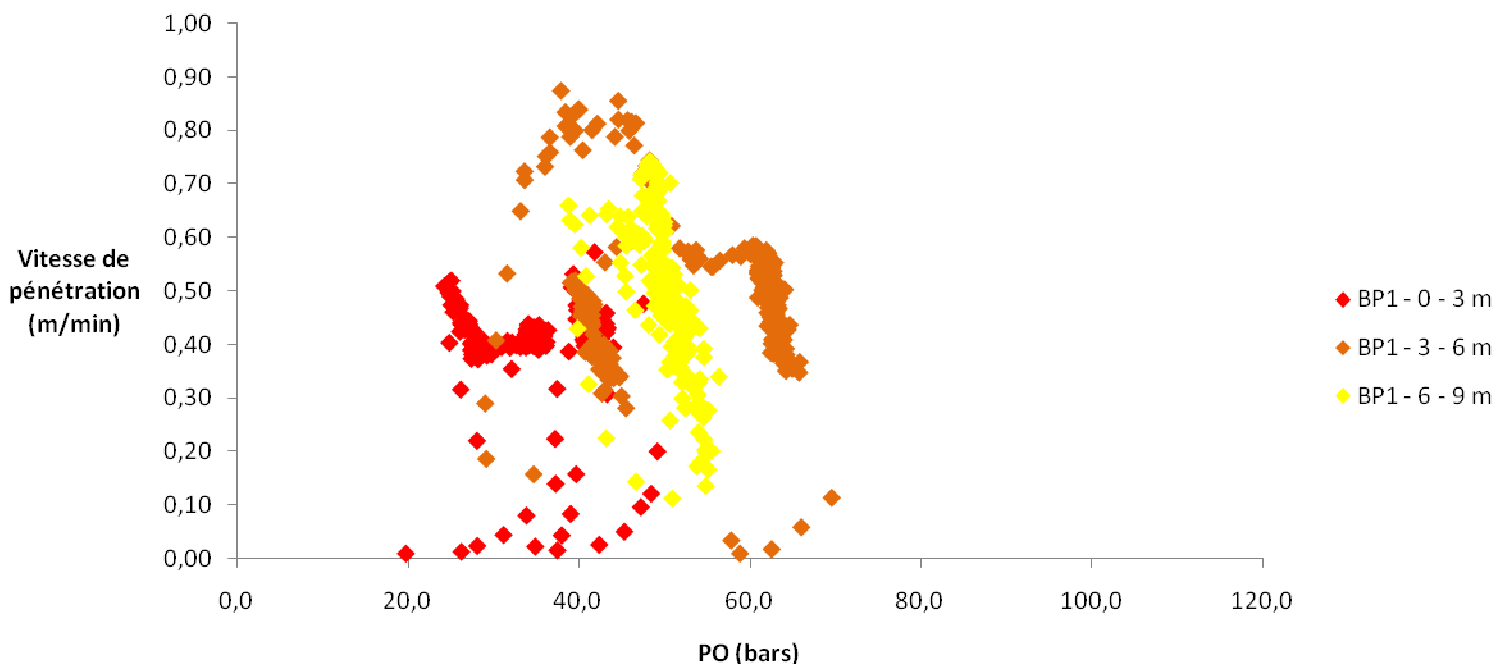


Figure 22 : Nuage des points (PO, vitesse) triés par longueur de train de tige du premier essai dans le béton avec outil à barreau perdu

Béton C60 - Barreau Perdu n°7 - $V=f(PO)$ par L

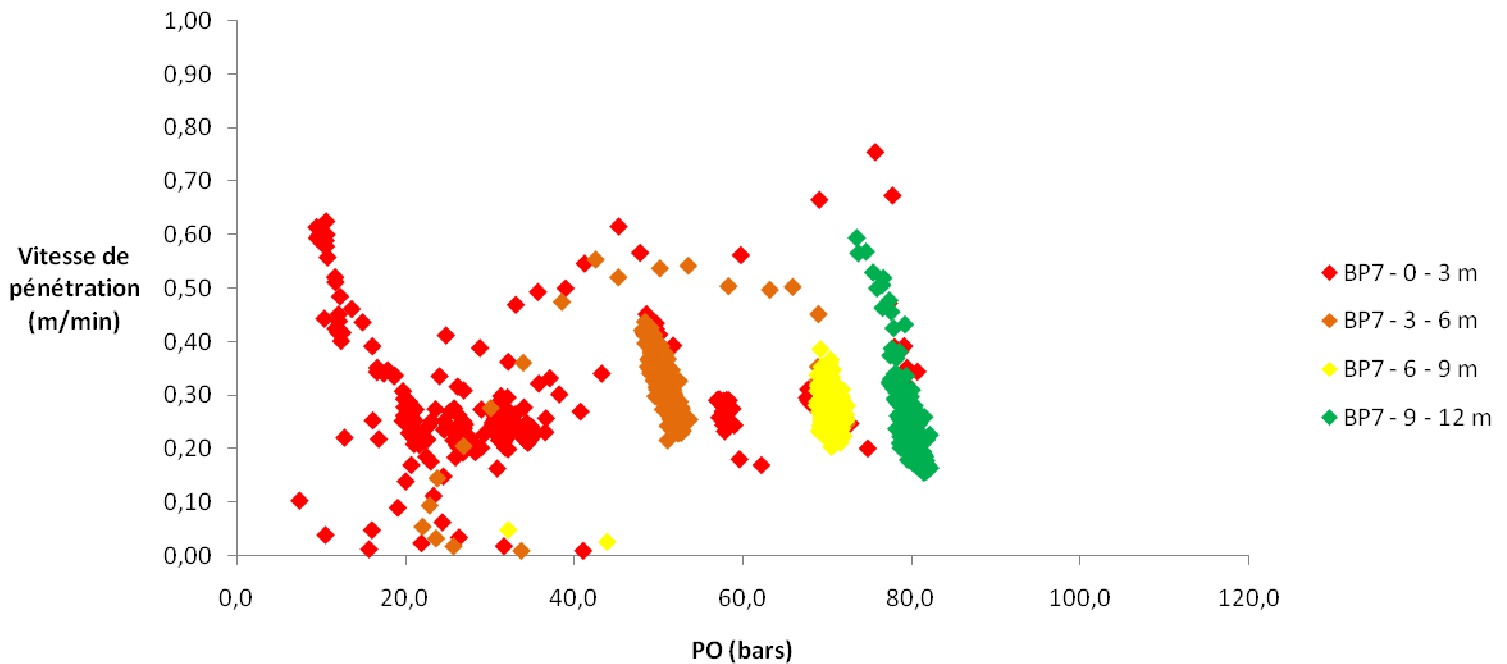


Figure 23 : Nuage des points (PO, vitesse) triés par longueur de train de tige du septième essai dans le béton avec outil à barreau perdu

Béton C60 - $V=f(PO)$ par L

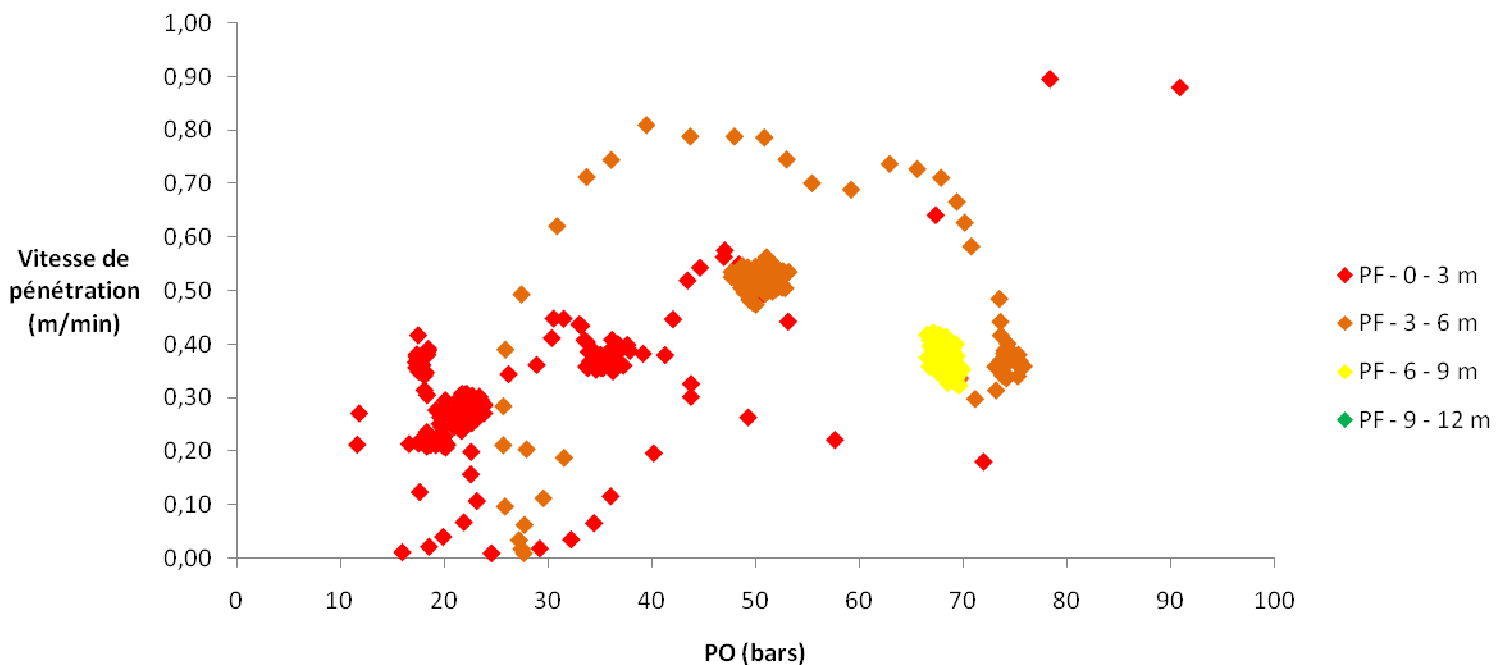


Figure 24 : Nuage des points (PO, vitesse) triés par longueur de train de tige de l'essai dans le béton avec outil pleine face

2) RÔLE DE LA FRÉQUENCE DES VIBRATIONS

Toute l'originalité du forage sonore réside dans la génération d'oscillations verticales à fréquence déterminée. Il paraît donc indispensable d'étudier comment la fréquence des vibrations influence la vitesse de pénétration. Le fait que la fréquence ait toujours été réglée selon le même protocole pourrait sembler nuire à cette analyse par manque de variations suffisamment importantes de la fréquence ; pourtant, comme l'un des paragraphes précédents l'a montré, la fréquence a été réglée sur une gamme étendue de valeurs, donc les jeux de données fournissent des points occupant toute la gamme de fréquences de fonctionnement des excentriques, ce qui rend parfaitement licite l'étude proposée dans ce paragraphe. Pour déterminer l'influence de la fréquence sur la vitesse ont été dessinés des graphiques représentant les nuages de point de la vitesse de pénétration en fonction de la fréquence de vibration. Les points de ces nuages ont par ailleurs été triés par gamme de pression sur l'outil afin de pouvoir également visualiser l'effet de ce facteur et s'assurer d'imputer à la fréquence de vibrations les phénomènes qui lui sont effectivement dus.

Les figures 25 à 26 ci-dessous mettent bien en évidence les rôles relatifs de la fréquence et de la pression sur l'outil vis-à-vis de la vitesse de pénétration pour les forages dans les sols mous et dans les terrains hétérogènes. En effet, sur ces deux graphiques, les points sont organisés par droite horizontale ou « patate » de forme horizontale qui correspondent chacune à un palier de vitesse et occupent toute la gamme de fréquences de vibrations. Or d'un palier de vitesse au palier de vitesse supérieur, la pression sur l'outil est augmentée d'environ dix bars. Ainsi, dans le terrain naturel et dans un milieu hétérogène, la fréquence n'a aucune influence sur la vitesse de pénétration, c'est uniquement en augmentant la pression sur l'outil que la vitesse de pénétration s'élève. Mais il est possible de tirer une conclusion encore plus forte. En effet, comme chacun des points représentés ici correspond à la fréquence optimale de vibration, ces figures montrent que, pour une pression sur l'outil donnée, le foreur dispose finalement d'une grande plage de fréquences pour trouver l'optimum, et donc avoir la vitesse de pénétration la plus élevée.

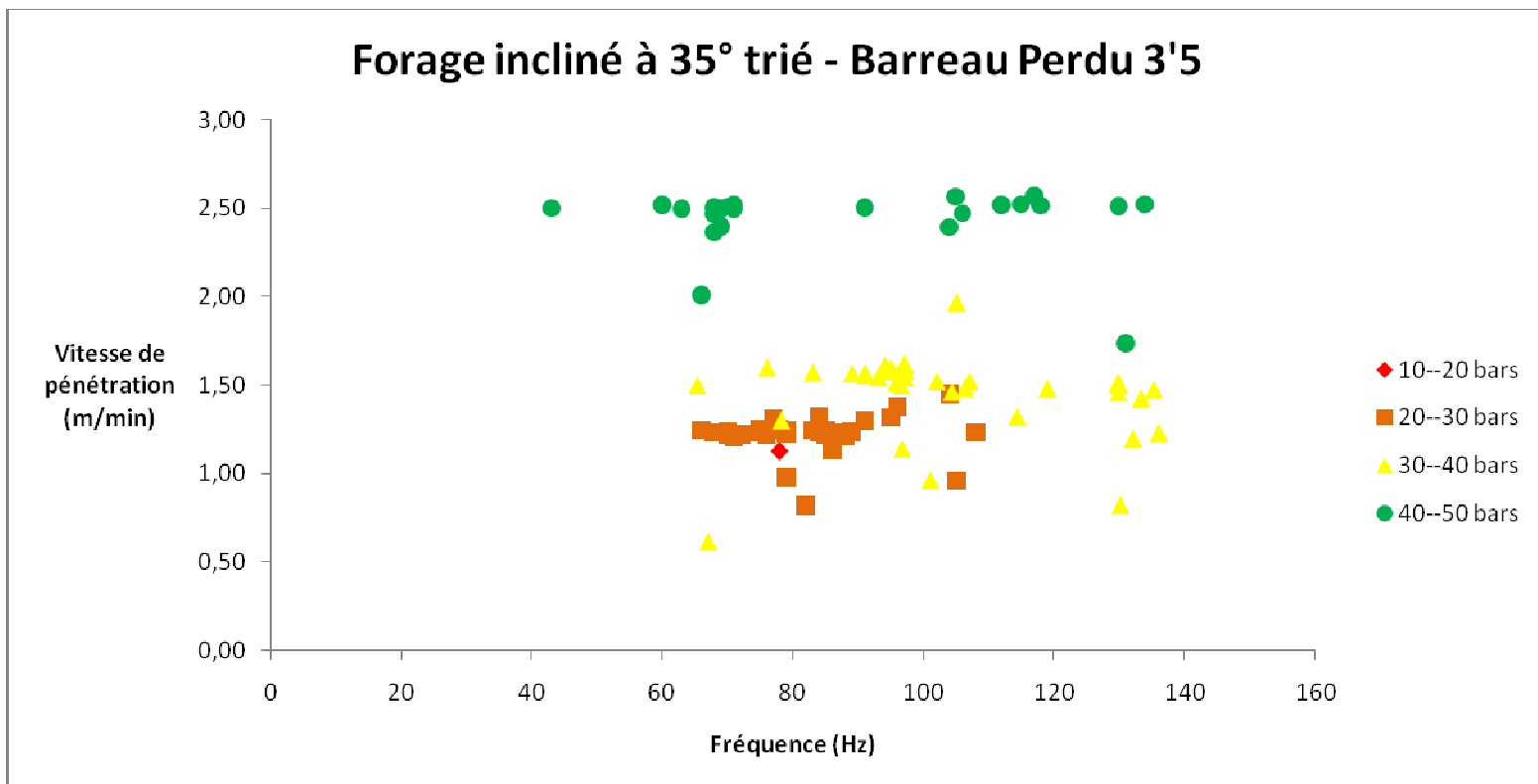


Figure 25 : Nuage des points (fréquence, vitesse) triés par gamme de PO du forage incliné à 35°

Pieux Hétérogènes - Barreau Perdu 5'5

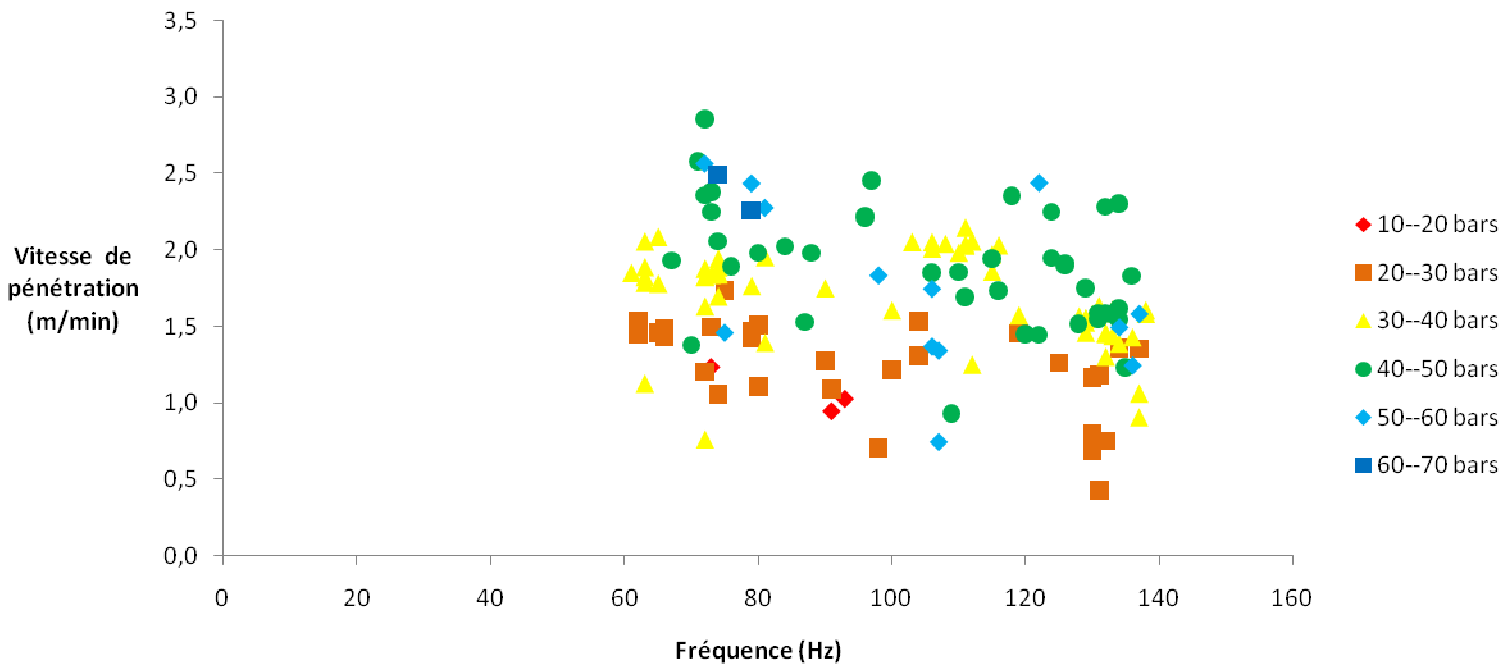


Figure 26 : Nuage des points (fréquence, vitesse) triés par gamme de PO de l'essai en terrain hétérogène avec outil à barreau perdu

A l'instar de l'étude de la pression sur l'outil en milieu bétonné, l'influence de la fréquence des vibrations sur la vitesse de pénétration dans le béton est plus délicate à mettre en évidence. Les figures 27 et 28, observables ci-dessous, sont les équivalentes des figures 25 et 26 pour deux essais représentatifs du béton. La première se penche sur le cas de l'outil pleine face tandis que la deuxième se tourne vers l'outil à barreau perdu. Les deux nuages de points sont assez similaires, malgré quelques point exceptionnels qui ont tendance à attirer l'œil plus qu'ils ne le méritent. En effet, tous deux forment une sorte de patate occupant toute la gamme de fréquence et centrée sur une valeur de vitesse assez faible. Par conséquent, une partie des conclusions précédentes reste valable, à savoir que la fréquence n'influe pas sur la vitesse de pénétration et que pour atteindre la vitesse optimale à une pression donnée, le réglage de la fréquence est facile puisqu'il s'inscrit entre 60 et 140 Hz. En revanche, il semblerait que la pression sur l'outil ne permette plus de contrôler la vitesse de pénétration. Cependant, en regardant plus attentivement la répartition des points par gamme de pression dans les deux figures, il s'avère qu'entre 0 et 40-50 bars, les points d'une gamme de pression supérieure ont tendance à être à une vitesse de pénétration plus élevée que les autres, tandis qu'entre 50-60 bars et plus de 80 bars, les points d'une gamme de pression supérieure sont à une vitesse de pénétration moins élevée. Cette observation tend à conclure que la vitesse de pénétration augmente quand la pression sur l'outil augmente entre 0 et 40-50 bars, que la vitesse de pénétration est maximum quand la pression sur l'outil se situe dans la gamme des 40-50 bars, et que la vitesse de pénétration diminue quand la pression sur l'outil augmente entre 50-60 bars et plus de 80 bars.

Béton C60 - Pleine Face 5'5

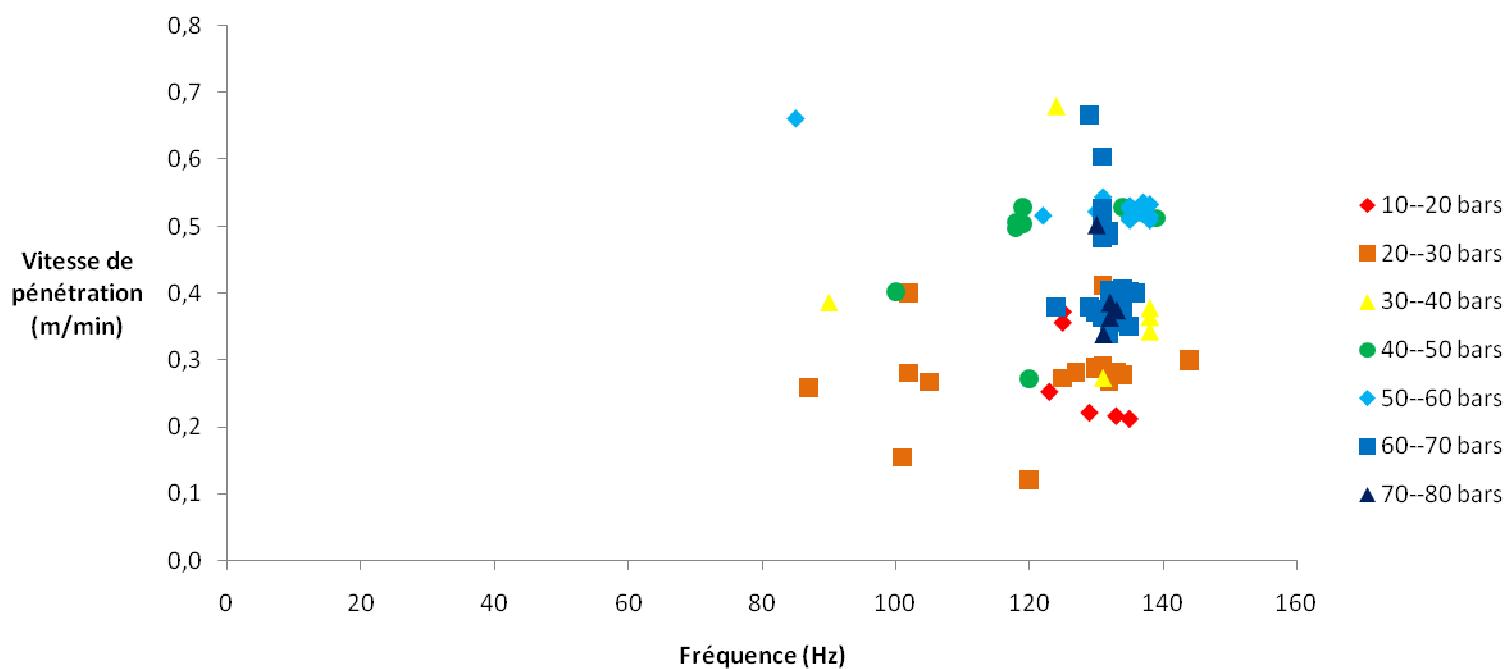


Figure 27 : Nuage des points (fréquence, vitesse) triés par gamme de PO de l'essai dans le béton C60 avec outil pleine face

Béton C60 - Barreau Perdu 5'5 n°7

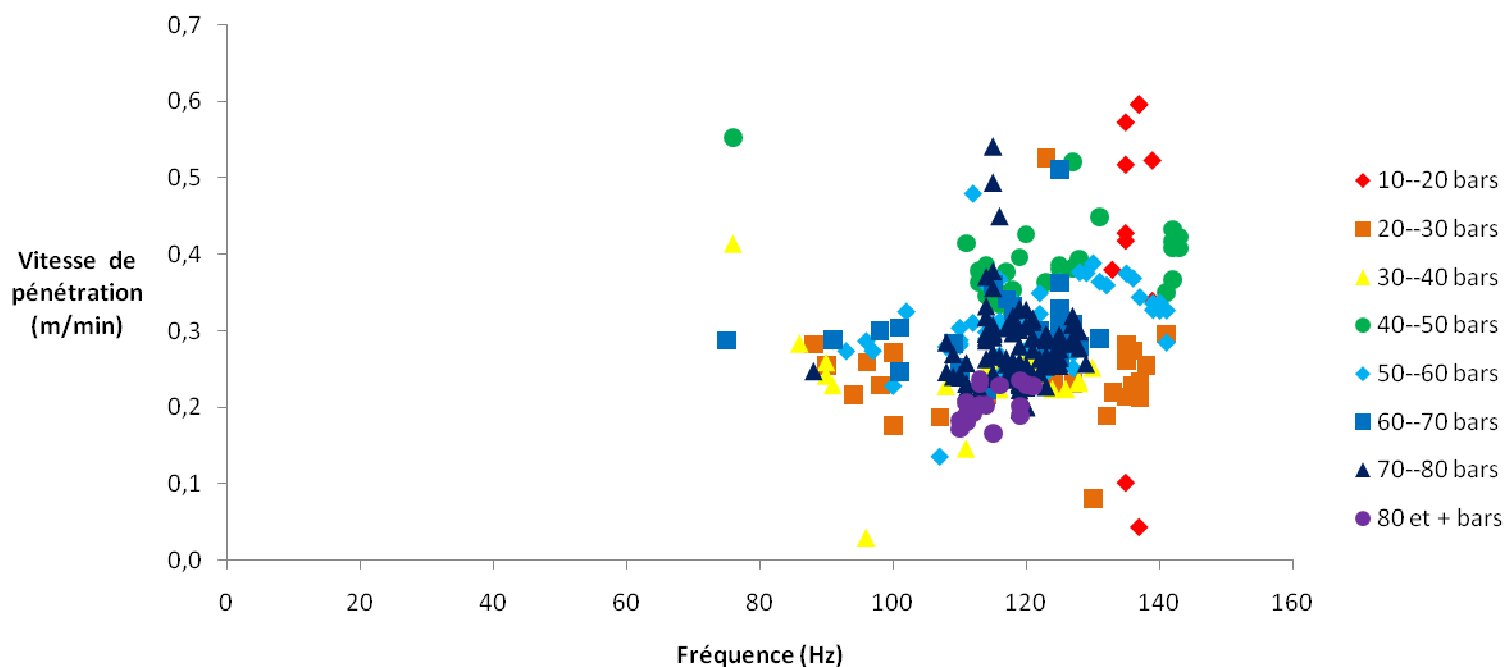


Figure 28 : Nuage des points (fréquence, vitesse) triés par gamme de PO de l'essai dans le béton C60 avec outil à barreau perdu

3) RÔLE DE L'OUTIL

Les données des essais se prêtent mal à une étude comparée des performances des différents outils toute chose égale par ailleurs, car tous les outils n'ont pas été testés dans chaque terrain et parce qu'il arrivait souvent que les données du seul essai pendant lequel un type d'outil avait été testé ne soient pas exploitables.

Néanmoins, les données récupérées lors des différents essais dans le béton permettent de comparer les performances du barreau perdu à l'outil pleine face. La figure 29 ci-dessous représente l'évolution de la vitesse de pénétration en fonction de la profondeur pour deux essais, l'un effectué au barreau perdu et colorié en rouge sur le graphique et l'autre, dessiné en vert, réalisé avec un outil pleine face. Les données de l'autre essai effectué au barreau perdu n'ont pas été prises en compte, car l'allure du nuage de points représentant la vitesse de pénétration en fonction de la fréquence et de la pression sur l'outil ne se corrélait pas assez aux deux autres et par conséquent il a été conclu que, pour la présente analyse, il ne serait pas non plus possible de le comparer aux deux autres. Sur figure 29, la partie située entre 3 et 6 m de profondeur et dessinée avec des pois car tous les points de cette zone sont dans la gamme de 40-60 bars montre que les pois en vert liés à l'outil pleine face sont nettement au-dessus des pois rouges, donc pour cette gamme de pression, la vitesse de pénétration de l'outil pleine face se révèle plus importante que celle du barreau perdu.

Cette légère supériorité de l'outil pleine face sur le barreau perdu, avérée aussi bien par la figure 29 ci-dessous que par la figure 27, s'explique sans doute par le fait que l'outil pleine face est davantage en contact avec le fond du trou et que le schéma d'implantation de ses dents permet de briser le béton en de plus petits morceaux que ne le fait le barreau perdu, qui a tendance au contraire à briser le béton en de gros morceaux susceptibles de bloquer l'évacuation des débris à cause des deux espaces de chaque côté du barreau.

Béton C60 - $V=f(\text{prof})$ par PO

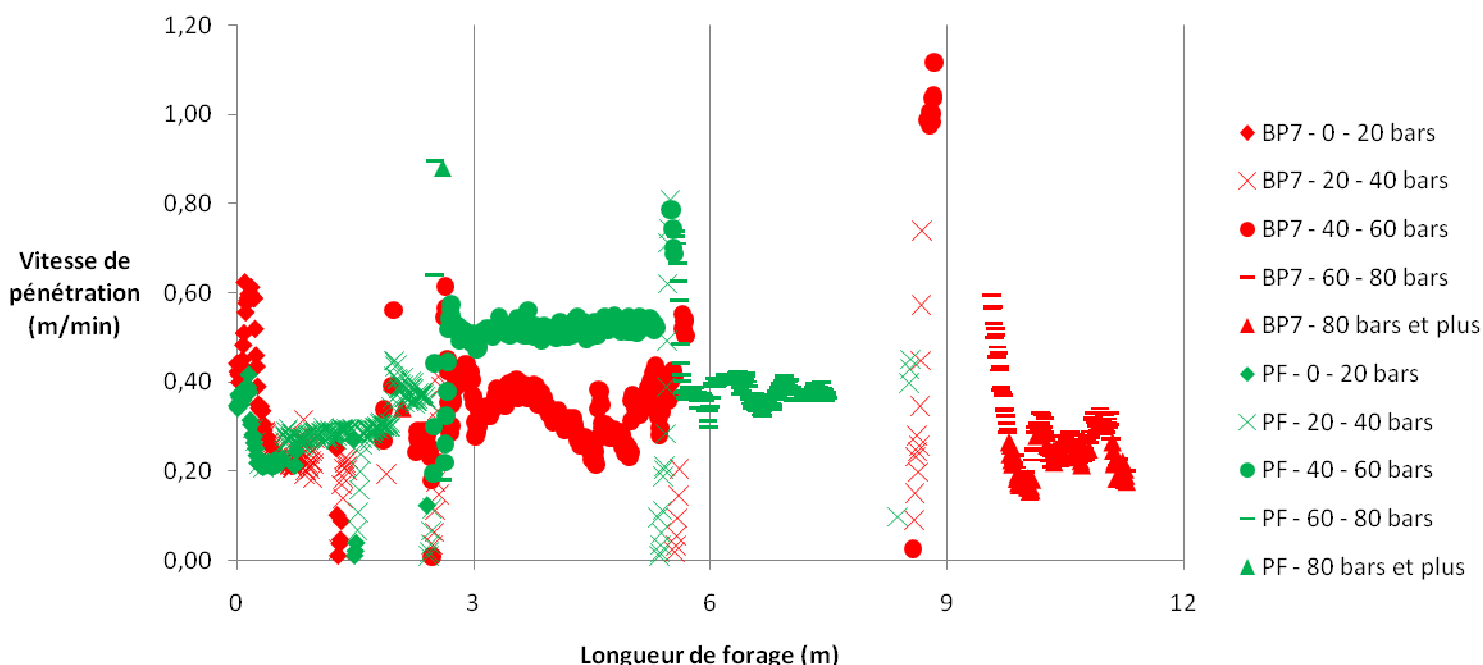


Figure 29 : Evolution de la vitesse de pénétration et de la PO en fonction de la profondeur dans le béton pour plusieurs outils

4) INFLUENCE DE L'INCLINAISON DU TRAIN DE TIGE

Parmi les trois essais réalisés dans le terrain naturel et dont les données sont exploitables, deux forages ont été réalisés verticalement en 5,5 pouces de diamètre avec une couronne et un barreau perdu respectivement, tandis que le dernier forage était incliné à 35° et avait été réalisé avec un barreau perdu dans un diamètre de 3,5 pouces. A priori, la comparaison du forage incliné avec les deux autres ne donnera pas des conclusions très pertinentes quant à l'influence de l'inclinaison du train de tige sur les performances de forage car il n'a pas été réalisé avec le même diamètre de tiges. Pourtant, le fait que le diamètre des tiges utilisées pour le forage incliné soit plus faible que celui des tiges employées lors des forages verticaux rend parfaitement licite la comparaison. En effet, l'inclinaison du train de tige n'a que deux effets, que sont d'une part une intensification des frottements, et d'autre part une diminution de l'effet de la gravité, puisque le poids du train de tige doit être projeté sur l'axe du forage pour pouvoir être pris en compte dans le bilan des forces s'exerçant sur le système, et ce faisant il subit l'effet modérateur d'un cosinus. Par conséquent, le poids effectif du train de tige pour le dispositif est plus faible que si le système était vertical, or avec un diamètre de tige plus faible, le poids des tiges est encore diminué, donc finalement tout se passe comme si la diminution du diamètre des tiges renforçait les effets de l'inclinaison du forage.

La figure 30 représente l'évolution de la vitesse des trois essais précités avec la profondeur de forage. Les points qui y sont dessinés sont volontairement compris entre 20 et 40 bars de pression sur l'outil afin que l'analyse des courbes puisse se faire indépendamment de la pression sur l'outil. La zone intéressante de la courbe est encore celle située entre 3 et 6 m de profondeur, car les trois courbes s'y superposent et peuvent être comparées de façon valable.

Terrain Naturel - $V=f(\text{prof})$ avec $20 \text{ bars} < PO < 40 \text{ bars}$

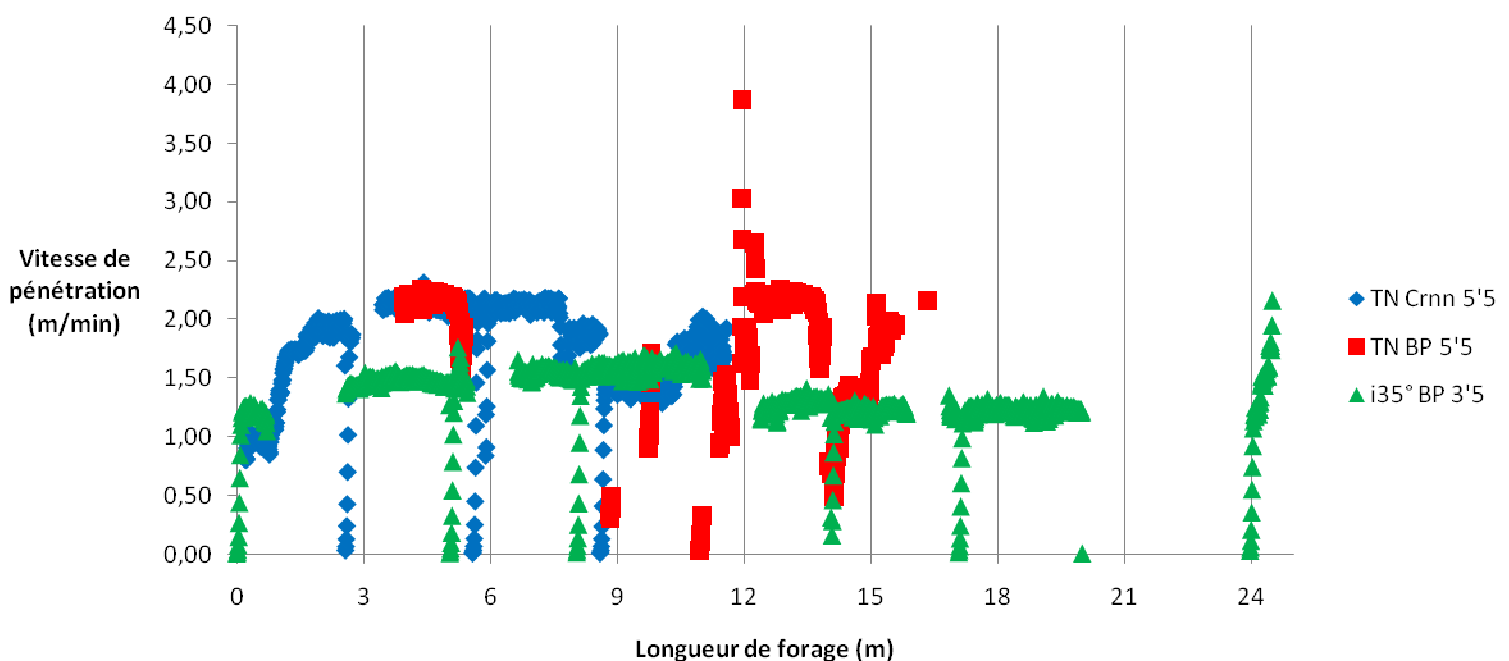


Figure 30 : Evolution de la vitesse de pénétration avec la profondeur dans le terrain naturel pour plusieurs outils

Deux conclusions peuvent être tirées de cette partie de la courbe. D'une part, l'inclinaison du forage a pour effet de diminuer la vitesse de pénétration, puisque dans la zone sélectionnée le forage incliné avance à une vitesse moyenne d'un mètre cinquante par minute, alors que le forage vertical réalisé avec le même outil avance à plus de deux mètres par minute ; d'autre part, il ne semble pas

exister de différences majeures entre les performances de la couronne et celle du barreau perdu. La première conclusion, renforcée par l'observation des parties des courbes situées entre douze et quinze mètres de profondeur où le forage vertical avance presque deux fois plus vite que le forage incliné avec le même outil, s'explique logiquement par les effets de l'inclinaison, à savoir la diminution du poids et l'intensification des frottements. La deuxième conclusion, qui stipule que la couronne avance aussi vite que l'outil à barreau perdu, s'explique par le fait que le forage s'effectue en wash-boring dans un sol très tendre, et donc que l'absence de l'action mécanique du barreau est compensée par le débit d'eau qui se charge d'évacuer les particules de sol désolidarisées du massif grâce aux vibrations.

C. L'ETUDE THEORIQUE

1. LA SITUATION ETUDIEE

Cette partie se donne comme sujet d'étude le système représenté dans la figure 31 ci-dessous et composé de la tête sonique, du train de tige et du sol.

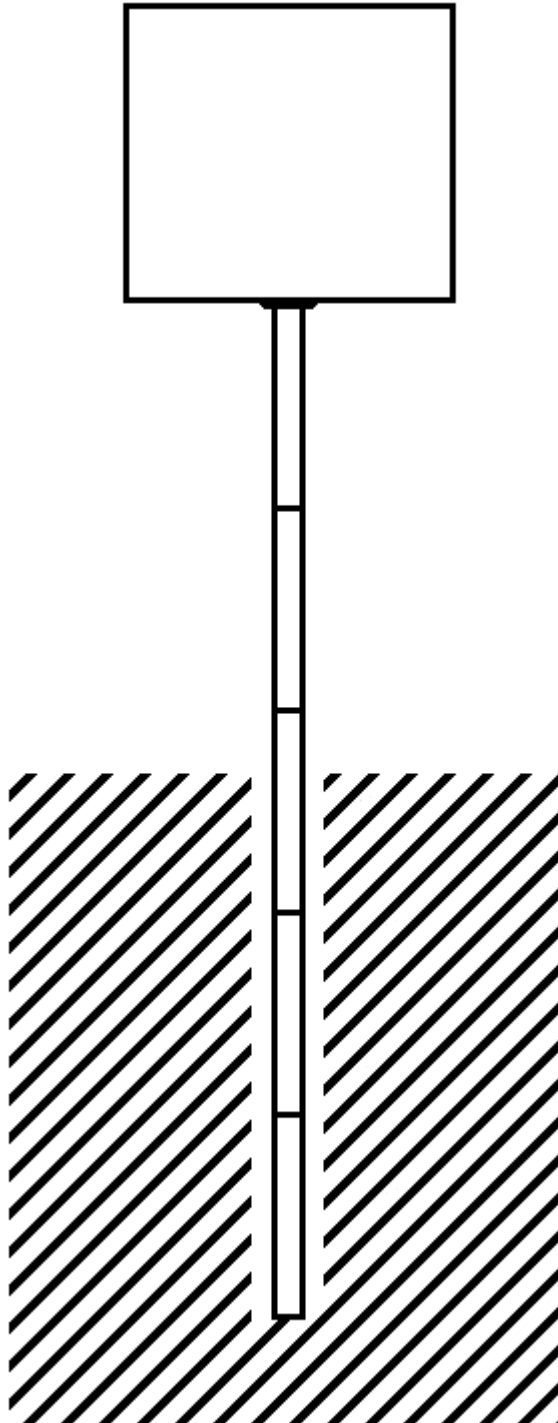


Figure 31 : Schéma du système global

Ces trois éléments constituent des sous-systèmes qui peuvent être modélisés et mis en équation indépendamment. Le train de tige et le sol sont les deux systèmes les plus simples à modéliser. En effet, le train de tige est supposé avoir un comportement parfaitement élastique, donc il sera étudié comme une poutre élastique soumise à un régime forcé de vibrations. Le comportement du sol peut être envisagé de multiples manières, mais une modélisation du sol s'appuie en général sur l'une des trois hypothèses classiques que sont la rigidité infinie, l'élasticité ou l'élasto-plasticité et qui sont simples à mettre en place. La seule difficulté ici revient donc à faire le choix le plus pertinent d'hypothèse sur le sol pour établir un modèle global rendant bien compte des résultats des essais. En revanche, la tête sonique apparaît comme le sous-système le plus obscur dans ce modèle, car aucune explication n'est donnée sur les mécanismes qu'elle contient. Ainsi, rien ne garantit que la formule $F_{\text{excentriques}} = P \sin(\omega t)$ est celle qui rend parfaitement compte du fonctionnement de la tête sonique et donc qui correspond parfaitement à la force appliquée sur le train de tige. L'étude théorique présentée dans cette partie se propose donc de commencer par se pencher sur la question du fonctionnement de la tête sonique.

2. ETUDE DE LA TETE SONIQUE

A) SCHEMA GENERAL ET MODELISATION

La tête sonique qui se prête aux expériences effectuées lors de la campagne d'essais de Montereau est une tête Sonic Drill Medium acquise auprès de la société japonaise Toa-Tone Boring (voir Annexe 4 : Matériel utilisé au cours des essais de Montereau). Par conséquent, tout ce qui va suivre ne peut s'appliquer qu'à ce modèle de tête sonique. Il peut sembler ainsi regrettable que les résultats donnés dans les paragraphes suivants ne soient valables que pour la tête Sonic Drill Medium ; néanmoins, la méthode qui a permis de trouver ces résultats ayant été expliquée en détail, il devient rapide et facile de l'appliquer à un autre modèle de tête sonique.

Les observations effectuées lors de son démontage ont permis de connaître les sous-systèmes mécaniques qui y sont à l'œuvre. Parmi ceux-ci, deux systèmes influent en fait sur la valeur de la force vibratoire engendrée par la tête sonique, que sont d'une part les excentriques et d'autre part le système d'absorption des chocs (voir figure 32).

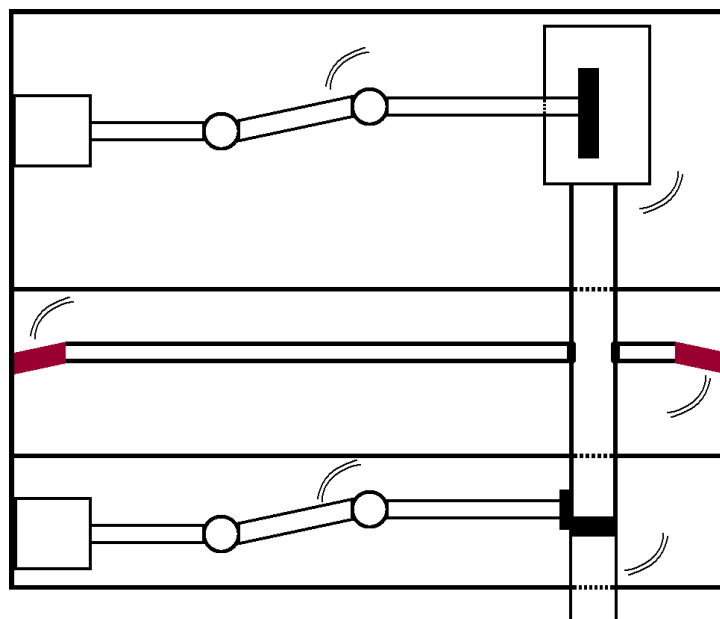


Figure 32 : Schéma des mécanismes de la tête sonique (vue de profil)

Le schéma ci-dessus représente grossièrement la tête sonique contenant les deux sous-systèmes mécaniques cités à l'instant. Le grand rectangle extérieur représente les parois externes de la tête sonique, fixées à la foreuse et donc immobile par rapport à cette dernière. Dans la partie supérieure est dessinée l'enceinte contenant les excentriques, ici vues de profil, entraînées en rotation par un arbre de transmission. Le moteur hydraulique, représenté par le petit carré à gauche du dessin, est fixé aux parois extérieures, donc est immobile par rapport à la foreuse, tandis que l'enceinte contenant les excentriques et les excentriques elles-mêmes oscillent verticalement. Par conséquent, pour permettre à l'arbre de faire tourner les excentriques, il est nécessaire que son extrémité gauche, reliée au moteur hydraulique, puisse demeurer immobile, tandis que son extrémité droite, reliée aux excentriques, puisse osciller verticalement. Cette fonction est assurée par les deux rotules de l'arbre de transmission, dessinées sous la forme de cercles. Dans la partie inférieure est représenté un deuxième moteur hydraulique entraînant en rotation un arbre à deux rotules. Elles permettent à l'arbre de transmettre la rotation du moteur hydraulique tout en suivant le mouvement oscillatoire de la « broche », terme désignant l'arbre vertical en sortie des excentriques et dans laquelle se visse le train de tige. Grâce à un système de pignons perpendiculaires, le mouvement de rotation de l'arbre est transmis au train de tige. Ainsi, la tête sonique est capable de fournir le mouvement de rotation du train de tige en même temps que les vibrations. Entre ces deux parties se situe l'absorbeur de choc. Ce dernier est constitué d'une enceinte remplie d'air au travers de laquelle passe la broche de façon étanche. Au sein de cette enceinte, la broche est solidaire d'une plaque métallique reliée aux parois latérales par un joint souple et étanche. Quand la broche vibre, la plaque vibre et comprime l'un ou l'autre des deux volumes d'air situés de part et d'autre de cette plaque. Ces coussins d'air absorbent les vibrations de la broche pour éviter qu'elles ne se transmettent à l'ensemble de la tête sonique ni à la foreuse, ce qui aurait des conséquences néfastes pour le matériel.

La modélisation ne s'intéresse qu'aux systèmes qui modifient la force vibratoire développée par la tête sonique, i.e. ici les excentriques et l'absorbeur de choc. La tête sonique a une masse totale de 1100 kg ; cependant, seule une partie de celle-ci est solidaire de la foreuse, l'autre partie, dont la masse est estimée à 500 kg, étant suspendue à la partie fixe via l'absorbeur de choc. La tête sonique est donc modélisée comme une masse inerte de 500 kg maintenue en suspension par l'absorbeur de choc. Ce dernier étant constitué d'un coussin d'air, il est modélisé comme un ressort et un amortisseur disposés en série. La force créée par les excentriques est représentée par une flèche verticale dirigée vers le bas, s'appliquant directement sur la masse inerte de 500 kg (voir figure 33).

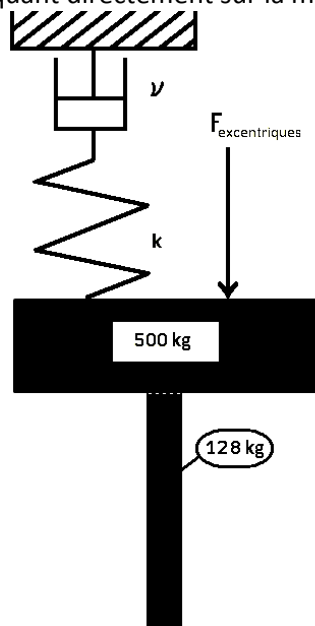


Figure 33 : Modélisation de la tête sonique

L'architecture de la tête sonique, telle qu'illustrée dans la figure 2, montre que la force des excentriques s'applique directement sur la masse suspendue, et non sur l'absorbeur de choc. De plus, elle s'applique au centre de la tête sonique, de même que la force exercée par l'absorbeur de choc, et non sur le côté comme pourrait l'indiquer la flèche. A la masse suspendue de la tête sonique peut se rajouter, au besoin, la masse des tiges, qui font environ 80 kg chacune pour des tiges de 3,5 pouces de diamètre, et 128 kg chacune pour du 5,5 pouces de diamètre. Pour le moment, le système suspendu est considéré comme une masse inerte et parfaitement rigide, c'est-à-dire qu'aucune élasticité du train de tige n'est prise en compte. L'idée de la démarche employée ici est de partir de modèles simples s'appliquant seulement à la tête sonique et de monter progressivement en complexité, en rajoutant petit à petit des systèmes et des propriétés non triviales. Reste maintenant à mettre en équations ce premier système.

B) MISE EN EQUATION DES EXCENTRIQUES

La situation correspondant à l'étude du mouvement d'une excentrique est représentée sur la figure 34 :

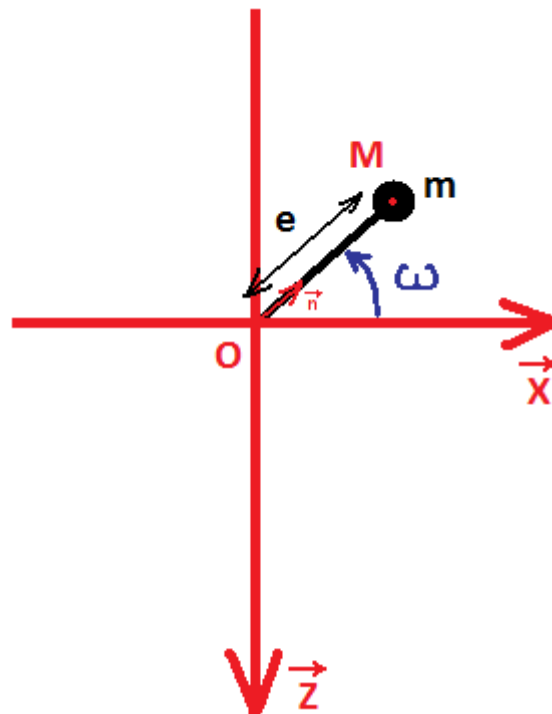


Figure 34 : Modélisation de la force exercée par les excentriques

Une excentrique est assimilée à une masse ponctuelle m , repérée par le point M dans le repère (xOz) , qui se situe à une distance e – correspondant à la longueur d'excentricité – du point O et tourne autour de ce dernier à la pulsation ω . La masse m de l'excentrique valant 0,0325 kg, la gravité est négligée. Les équations de la position de M , desquelles est déduite l'expression de la force engendrée par les excentriques, sont les suivantes :

$$\vec{OM} = e \vec{n} = e \cos(\omega t) \vec{x} - e \sin(\omega t) \vec{z}$$

$$\vec{V}(M) = -e\omega \sin(\omega t) \vec{x} - e\omega \cos(\omega t) \vec{z}$$

$$\vec{A}(M) = -e\omega^2 \cos(\omega t) \vec{x} + e\omega^2 \sin(\omega t) \vec{z}$$

$$\text{or } \vec{F}_{\text{excentriques}} = \text{nombre d'excentriques} \times \text{masse d'une excentrique} \times \vec{A}(M)_{\vec{z}}$$

$$\vec{F}_{\text{excentriques}} = 2me\omega^2 \sin(\omega t) \vec{z}$$

C) MISE EN EQUATION DE L'ABSORBEUR DE CHOC

Le système étudié est représenté dans la figure 35 :

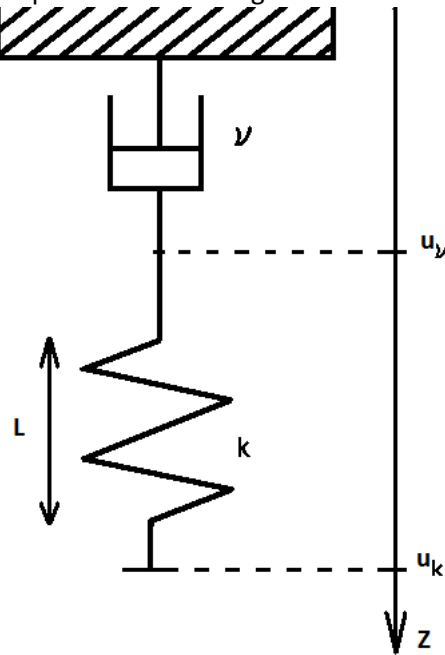


Figure 35 : Modélisation de l'absorbeur de choc

Le but de cette partie est de trouver l'expression de la force exercée par le ressort sur la masse suspendue de la tête sonique. Cette force fait intervenir la longueur du ressort, qui est égale à la différence entre le déplacement u_k de n'importe quel point de la partie suspendue de la tête sonique, que ce soit le point d'accroche du ressort ou la sortie de la broche, et le déplacement u_v du point situé entre l'amortisseur et le ressort. Or de ces deux déplacements n'est connu que le déplacement u_k , puisqu'il correspond à la mesure de l'amplitude au cours des essais de Montereau. Il faut donc exprimer u_v en fonction de u_k afin d'obtenir une formule dépendant d'un paramètre mesuré, donc connu. Le principe fondamental de la dynamique appliqué au point de liaison entre le ressort et l'amortisseur, de masse nulle, fournit les équations suivantes :

$$\vec{F}_{k \rightarrow v} + \vec{F}_{v \rightarrow k} = \vec{0}$$

$$k(u_k - u_v)\vec{z} = \nu \dot{u}_v \vec{z}$$

La situation étudiée correspondant à un régime permanent sinusoïdal, il est licite de passer l'équation précédente dans le domaine des complexes, qui devient alors :

$$ku_k^* - ku_v^* = j\omega \nu u_v^*$$

$$d'où u_v^* = \frac{1}{1 + \frac{j\omega \nu}{k}} u_k^*$$

De cette dernière égalité se déduit l'expression de la force exercée par le ressort sur la masse suspendue :

$$\vec{F}_{k \rightarrow M} = -k(L - L_0)\vec{z} = -k(u_k - u_v)\vec{z}$$

D'où, en passant par les complexes et en notant $u_0 = u_k$:

$$F_{k \rightarrow M}^* = -\frac{1}{\frac{1}{k} + \frac{1}{j\omega \nu}} u_0^*$$

D) MISE EN EQUATION COMPLETE DU SYSTEME

La situation étudiée est celle schématisée dans la figure 36 :

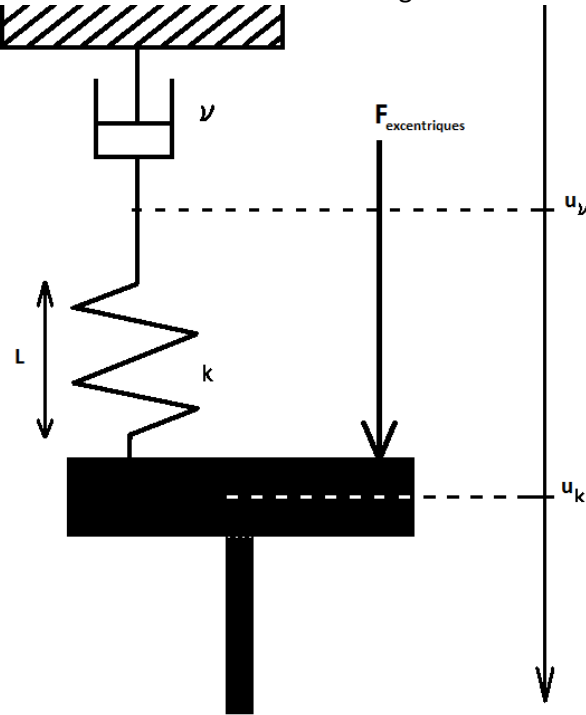


Figure 36 : Modélisation du système complet

Ayant déjà les expressions de la force exercée par l'absorbeur de chocs sur la partie suspendue de la tête sonique de masse M et de la force engendrée par la rotation des excentriques, il ne reste plus qu'à appliquer le principe fondamental de la dynamique à la partie suspendue de la tête sonique :

$$\vec{F}_{\text{excentriques} \rightarrow \text{partie suspendue}} + \vec{F}_{\text{absorbeur de choc} \rightarrow \text{partie suspendue}} = M \ddot{z}_k$$

D'où, en passant par les complexes étant donné que le système fonctionne en régime permanent sinusoïdal et en notant u_0^* le déplacement du point à la cote z_k :

$$F_{\text{exc}}^* - \frac{1}{\frac{1}{k} - \frac{1}{j\omega v}} u_0^* = -M\omega^2 u_0^*$$

D'où l'expression de l'amplitude des vibrations en fonction de la force engendrée par les excentriques, d'abord sous forme complexe, puis sous forme réelle :

$$u_0^* \left(\frac{1}{\frac{1}{k} + \frac{1}{j\omega v}} - M\omega^2 \right) = 2me\omega^2 e^{j(\omega t + \phi_{\text{exc}})}$$

$$u_0 = \frac{2me\omega^2}{\sqrt{\left(\left(k \left(1 - \frac{1}{1 + \left(\frac{\omega v}{k} \right)^2} \right) - M\omega^2 \right)^2 + \left(\frac{\omega v}{1 + \left(\frac{\omega v}{k} \right)^2} \right)^2 \right)}}$$

La formule précédente dépend de deux paramètres k et v inconnus, qu'il est nécessaire de déterminer si l'étude théorique veut continuer puisque ces paramètres conditionnent entièrement le fonctionnement de la tête sonique et donc l'expression du terme source. Or ces paramètres sont les mêmes que la tête fore dans le sol ou vibre à vide, car ils sont purement intrinsèques à la tête sonique. Ainsi, pour les déterminer, il suffit de n'utiliser que les mesures enregistrées lors des essais à vide. En effet, grâce aux essais à vide effectués à Montereau, ont été obtenus des triplets de valeurs (M , ω , u_0) qui fournissent plusieurs nuages de points auxquels l'équation précédente doit satisfaire. Tout l'enjeu consiste donc à calculer pour chaque nuage de point le couple de valeurs (k, v) optimisant la relation précédente de manière à ce qu'elle passe le mieux possible par les points de chaque nuage. Il faudra ensuite comparer les couples de valeurs obtenus afin de statuer sur les valeurs définitives que doivent prendre les paramètres k et v , qui seront alors utilisées dans toute la suite de l'étude.

3. ESTIMATION DES PARAMETRES k ET v

A) PROTOCOLE UTILISE

1) LES DONNEES UTILISEES

Le calcul des valeurs de k et v repose essentiellement sur les données de triplets (M , ω , u_0) fournissant les nuages de points décrits précédemment. Trois essais à vide réalisés lors de la campagne de mars-avril 2008 ont fourni des données exploitables :

- le 03 avril, une tige a été vibrée à vide après l'un des essais dans le béton employant un outil à barreau perdu,
- le 04 avril, 5 tiges ont été vibrées à vide après un forage dans le béton utilisant un outil pleine face,
- le 04 avril encore, une tige a été vibrée à vide après un essai dans le béton avec emploi d'un barreau perdu.

Lors de tous ces essais, l'amplitude et la fréquence des vibrations ont été enregistrées au niveau de la masse suspendue de la tête sonique à l'aide d'une cellule à induction reliée à un oscilloscope ; ainsi, entre 19 et 37 couples de valeurs (ω , u_0) ont pu être obtenus pour chaque longueur de train de tige. Comme à chaque longueur de train de tige correspond un nuage de points ou jeu de données (ω , u_0), ces essais fournissent au total sept nuages de points ou jeux de données. Les tiges utilisées avaient toutes un diamètre de 5,5 pouces.

Ces sept jeux de données ont été respectivement nommés de la manière suivante :

- 03-BP-T1 ou 01-a
- 04-BP-T1, 04-BP-T2, ..., 04-BP-T5 ou 01-c, 02, ..., 05
- 04-PF-T1 ou 01-b

Tous ces jeux de données ne sont équivalents ni en quantité, comme il vient d'être précisé, ni en qualité. Deux tris ont dû être effectués parmi ces données au cours de cette recherche des valeurs de k et v . Comme l'enregistrement de l'écran l'oscilloscope s'accompagnait de l'enregistrement vidéo des essais, il a été possible de visionner ces vidéos en parallèle afin de comparer l'allure de la courbe $u_0=f(t)$ affichée sur l'écran de l'oscilloscope aux bruits de la tête sonique. En général, quand la tête sonique fonctionnait de manière poussive et bruyante pendant les courts instants où le foreur cherchait les limites de fonctionnement, s'affichait sur l'oscilloscope une courbe sinusoïdale d'aspect chaotique, torturée, avec des amplitudes très élevées et des extrema extrêmement mal alignés par rapport à un fonctionnement normal. Un premier tri a donc consisté à supprimer les points correspondants à ces modes de fonctionnement poussifs. Les deux grands ensembles de jeux de données qui ont résulté de ce tri ont respectivement été nommés « brut » pour les jeux de données

non triés et « modif » pour les jeux de données triés. Le deuxième tri résulte d'un calcul expliqué plus loin (voir paragraphe Etude de l'élasticité du train de tige).

2) PRINCIPE D'ESTIMATION DES COUPLES (K, N)

Tous les calculs ont été réalisés grâce à la version 4.1.2 du logiciel de calcul scientifique gratuit Scilab. L'obtention du couple de valeurs optimum pour chaque jeu de donnée s'est faite en deux étapes. La première étape de l'estimation des paramètres k et v se faisait « à la main ». Ceci consistait à afficher sur une même fenêtre graphique les points (u_0, ω) du jeu de données utilisé ainsi que la courbe représentant la fonction $u_0=f(\omega, M, k, v)$ initialisée avec des valeurs de k et v prises au hasard dans une gamme de valeurs raisonnable, puis à faire varier manuellement k et v afin d'obtenir une courbe d'allure satisfaisante, i.e. traversant le nuage de points de manière correcte. Le couple (k, v) ainsi obtenu permettait d'alimenter la deuxième étape de ce travail estimatoire. Elle consistait à utiliser l'algorithme de Scilab mettant en place la méthode des moindres carrés dans un problème d'estimation de paramètres. Cet algorithme a été conçu de manière à se rapprocher, itération après

itération, vers les valeurs de k et v qui minimisent la quantité $\sum_{i=1}^n \|f(M, \omega_i, k, v) - u_{0i}\|^2$, où chaque

(u_{0i}, ω_i) correspond à un couple de valeurs du nuage de points utilisé. Cet algorithme nécessitant d'être initialisé par un couple (k_0, v_0) , il a de fortes chances de diverger ou, pire, de converger vers un point non pertinent si le couple (k_0, v_0) est mal choisi, c'est pourquoi l'utilisation du couple (k, v) obtenu « à la main » lors de la première étape se révèle d'une grande utilité pour assurer la convergence de l'algorithme (voir Annexe 1 : Exemples de codes de calcul pour l'estimation de k et v).

Bien sûr, malgré une initialisation aussi pertinente qu'une estimation manuelle des paramètres le permette, il se peut que se dégagent plusieurs couples de valeurs vers lesquels l'algorithme converge pour un nuage de points donné. Ainsi, il a été nécessaire de comparer et discuter, pour chaque jeu de données et chaque ensemble de jeux de données, les valeurs de k et v ainsi obtenues.

B) RESULTATS

Les paragraphes qui suivent exposent les résultats des calculs effectués à partir des ensembles « brut » et « modifié » des jeux de données. Les résultats sont exposés dans plusieurs tableaux, chaque ligne correspondant à un nuage de points. Ces nuages de points n'ont pas été classés par ordre chronologique, mais par ordre croissant de la masse du système suspendu.

1) DONNEES BRUTES

Le calcul précédemment décrit fournit, à partir des données brutes, les résultats récapitulés dans le tableau 1 :

Tableau 1 : Résultats de l'estimation des paramètres k et ν avec les données brutes

Jeu de données	(k , ν)	Allure de la courbe $u_0=f(M,\omega,k,\nu)$
01-a // 03_BP_T1	(1.84168e9, 4.7389e8) (valeurs très instables)	Résonante
	(5.1214233e12, 1.4538e6)	Très amortie
01-b // 04_BP_T1	(1.12632e12, 3.5334e6)	Très amortie
	(3.0070252e12, 3.5327e6)	Très amortie
u_0 prend ses plus basses valeurs sur cet essai		
01-c // 04_PF_T1	(6.9662572e11, 1.5834e6)	Amortie
02 // 04_PF_T2	(1.7340439e12, 1.6644e6)	Amortie
	(1.88e12, 1.6644e6) (valeurs instables)	Amortie
03 // 04_PF_T3	(8.0557763e11, 1.66494e6)	Amortie
	(1.0564484e12, 2.3206e6)	Très amortie
04 // 04_PF_T4	(1.1506481e12, 2.3205e6)	Très amortie
	(2.3220685e9, 9.4520373e10)	Résonante
05 // 04_PF_T5	(1.0335895e9, 3.8833768e8) (valeurs très instables)	Très résonante
	(1.0335892e9, 4.8104191e8)	Très résonante
05 // 04_PF_T5	(1.0335887e9, 6.21e8) (valeurs très instables)	Très résonante
	(1.0335885e9, 6.4855932e8)	Très résonante
05 // 04_PF_T5	(7.074e8, 1.164e-9)	Plate...
	(7e8, 1e-5)	Plate...
05 // 04_PF_T5	(6.99e8, 0)	Plate...
	(5.572e8, 2.2219e6)	Résonante

Ces résultats montrent que la courbe $u_0=f(M,\omega,k,\nu)$ est résonante pour $5,572 \cdot 10^8 < k < 2,32 \cdot 10^9$ et $2,22 \cdot 10^6 - 4,8 \cdot 10^8 < \nu < 6,2 \cdot 10^8 - 9,45 \cdot 10^{10}$, tandis qu'elle est amortie pour $7 \cdot 10^{11} < k < 5,12 \cdot 10^{12}$ et $1,58 \cdot 10^6 < \nu < 3,53 \cdot 10^6$. De plus, les valeurs de k et ν correspondent bien pour les nuages de points notés 01-a, 01-b, 01-c, 02 et 03, tandis que les couples trouvés pour les nuages 04 et 05 diffèrent sensiblement. Ce phénomène est à relier à l'augmentation de la masse suspendue. En effet, quand la masse suspendue augmente, les jeux de données révèlent que l'amplitude des vibrations a tendance à augmenter, parfois considérablement, et la fréquence à diminuer. Ceci peut s'interpréter de la façon suivante : quand la masse du système suspendu augmente, les excentriques ont plus de difficultés à combattre l'inertie du système suspendu, donc ce dernier met plus de temps à effectuer une oscillation – d'où la diminution de la fréquence – et ce faisant, ceci lui laisse plus de temps pour parcourir des distances plus grandes – d'où l'augmentation de l'amplitude. Or un ressort qui autorise des oscillations de plus grande amplitude correspond intuitivement à un ressort de raideur amoindrie, d'où la logique de constater une diminution du paramètre k avec l'augmentation de la masse.

Les couples de valeurs soulignés sont ceux qui ont été sélectionnés comme les meilleurs représentants de leur jeu de données respectif et qui ont donc été utilisés pour d'autres calculs, décrits par la suite. La vitesse avec laquelle l'algorithme convergeait vers ces couples de valeurs, la préférence pour les courbes amorties car leur allure au niveau des nuages de points sont les plus satisfaisantes, la faible dispersion de ces valeurs et leur bon sens physique constituent les critères qui ont permis de les retenir.

2) DONNEES "MODIFIEES"

Effectué maintenant à partir des jeux de données modifiés, le calcul fournit les résultats qui sont récapitulés dans le tableau 2 :

Tableau 2 : Résultats de l'estimation des paramètres k et ν avec les données modifiées

Jeu de données	(k , ν)	Allure de la courbe $u_0=f(M,\omega,k,\nu)$
01-a // 03_BP_T1	<u>(5.7450985e11, 1.4537e6)</u>	Très amortie
	(1.2038649e12, 1.4542e6)	Très amortie
01-c // 04_PF_T1	<u>(6.9662572e11, 1.5842e6)</u>	Très amortie
02 // 04_PF_T2	<u>(6.4928212e11, 1.6279e6)</u>	Très amortie
03 // 04_PF_T3	<u>(6.6143357e11, 2.29235e6)</u>	Très amortie
04 // 04_PF_T4	<u>(2.9573682e11, 1.90213e6)</u>	Très amortie
05 // 04_PF_T5	<u>(3.9771287e11, 1.88282e6)</u> (que 3 points dans le nuage)	Très amortie

Les valeurs obtenues pour k et ν à partir de ce jeu de données ne sont que très peu dispersées, étant donné que k est compris entre $2,9 \cdot 10^{11}$ et $1,2 \cdot 10^{12} \text{ N.m}^{-1}$ et ν entre $1,45 \cdot 10^6$ et $2,29 \cdot 10^6 \text{ kg.s}^{-1}$. Ces couples ont donc l'avantage de concorder parfaitement entre eux. De plus, ils ont un bon sens physique et les courbes tirées de ces valeurs sont toutes très amorties. Dans le cas du premier jeu de données, le couple souligné correspond à celui dont les valeurs sont les plus proches des autres couples.

3) COMPARAISON DES RESULTATS

Il est à constater que, de l'ensemble des données « brutes » à l'ensemble des données « modifiées », les valeurs de k et ν sont sensiblement équivalentes pour les nuages de points notés 01-a, 01-c, 02 et 03. Logiquement, les couples (k, ν) trouvés pour les données « brutes » 01-b leur correspondent bien tandis que les couples élaborés à partir des données « brutes » 04 et 05 diffèrent notablement, pour les mêmes raisons qu'évoquées précédemment. Le tri effectué parmi les données « brutes » afin d'obtenir les données « modifiées » semblent donc pertinent.

Dans les deux tableaux précédents, la dernière colonne commente l'allure des courbes $u_0=f(M,\omega,k,\nu)$. En effet, ces courbes apportent quelques informations pertinentes quant au comportement de la tête sonique, informations qui ont d'ailleurs déjà été utilisées partiellement pour discuter du couple (k, ν) à conserver chaque fois que l'algorithme convergeait vers plusieurs couples pour un même jeu de données. Ces courbes, superposées au nuage de point leur correspondant, peuvent être observées dans l'Annexe 2 : COURBES $u_0 = f(M, \omega, k, \nu)$. Toutes les courbes amorties montrent que les nuages de points sont situés dans la pente montante de la courbe et non dans la partie asymptotique. Ceci est également le cas quand la courbe est résonante, où les points de fonctionnement se placent avant le pic de résonance, quoi qu'il est possible d'observer quelques points d'amplitude très élevée situé au cœur de la résonance dans le cas des données brutes car, dans les données modifiées, tous les points d'amplitude très élevée ont été supprimé puisqu'ils correspondaient à un mode de fonctionnement chaotique pour la machine. Ainsi, la tête

sonique semble fonctionner dans un domaine de fréquences dans lequel l'amortisseur semble n'intervenir que faiblement. Il paraît donc pertinent de traiter le cas d'une modélisation ne faisant intervenir qu'un ressort seul, sans amortisseur, ce qui est le sujet de la partie suivante.

C) CAS OU L'ABSORBEUR DE CHOC N'EST CONSTITUE QUE D'UN RESSORT

Le schéma de fonctionnement est le même que précédemment, à l'exception de l'amortisseur qui doit être enlevé. L'expression de u_0 en fonction de M , ω , k et v se simplifie alors

comme ceci :
$$u_0 = \frac{2me\omega^2}{\sqrt{(k - M\omega^2)^2}} = \frac{2me\omega^2}{|k - M\omega^2|}.$$

Le protocole de calcul décrit précédemment a été appliqué à cette formule en employant les mêmes jeux de données que dans le cas avec amortisseur, afin d'obtenir pour chaque nuage de points une valeur de k correspondant aux jeux de données « bruts » ou « modifiés ». Les résultats de ces calculs sont fournis dans le tableau 3 :

Tableau 3 : Résultats comparés de l'estimation des paramètres k et ν avec les deux ensembles de données

Jeu de données	k (données « brutes »)	k (données « modifiées »)
01-a // 03_BP_T1	1.842e9	1.842e9
01-b // 04_BP_T1	2.566e9	Ø
01-c // 04_PF_T1	1.827e9	1.827e9
02 // 04_PF_T2	1.977e9	1.977e9
03 // 04_PF_T3	2.404e9	2.404e9
04 // 04_PF_T4	1.034e9	1.589e9
05 // 04_PF_T5	1.276e9	1.884e9

De manière saisissante, il doit être constaté que les valeurs de k sont identiques entre l'ensemble « brut » et l'ensemble « modifié » pour les quatre premiers jeux de données, 01-b exclu. A l'inverse, ils diffèrent légèrement pour les deux derniers jeux de données. Ceci peut s'expliquer par le fait que, malgré le tri, le nombre de données reste sensiblement le même pour les 4 premiers jeux de données alors que pour les deux derniers, le tri a conduit à l'élimination d'une majorité de points. De plus, les valeurs de k sont très resserrées, comprises entre 1.10^9 et $2,6.10^9 \text{ N.m}^{-1}$ pour les données brutes et entre $1,59.10^9$ et $2,4.10^9 \text{ N.m}^{-1}$ pour les données modifiées. En fait, les valeurs de k sont encore plus resserrées dans le cas de l'ensemble « modifié », ce qui tend encore à valider le tri des données effectué.

Il est possible de se demander pourquoi, en ce qui concerne les cinq premiers jeux de données, les valeurs de k sont concentrées autour de 2.10^9 N.m^{-1} alors que dans la modélisation précédente elles se situaient entre 10^{11} et 10^{12} N.m^{-1} . Ceci vient simplement de l'ajout en série de l'amortisseur. En effet, dans les premiers jours de cette étude, en l'absence de connaissances spécifiques sur l'architecture intérieure de la tête sonique, le pari avait été fait que l'absorbeur de choc de la tête sonique était constitué de technologies semblables à celles utilisées dans les amortisseurs de voiture, et du coup un premier modèle où le ressort et l'amortisseur ont été montés en parallèle avait été élaboré. Les calculs avaient donné des valeurs de k exactement similaires à celles fournies par ce modèle sans amortisseur.

Il doit être observé que les courbes représentant $u_0 = f(\omega)$ pour M et k donnés, qui peuvent être consultées dans l'Annexe 2 : COURBES $u_0 = f(M, \omega, k, \nu)$, sont toutes très fortement résonantes. Ce constat est à mettre en relation avec ce qui a été dit lors de la modélisation précédente. En effet, les valeurs de k qui ont servi à faire ces courbes sont toutes proches de 2.10^9 N.m^{-1} , alors que celles calculées dans la modélisation précédente et qui produisaient des courbes résonantes oscillaient entre $5,572.10^8$ et $2,32.10^9 \text{ N.m}^{-1}$. Ainsi, même si la résonance se produit dans un domaine de

fréquence supérieur au domaine de fonctionnement de la tête sonique, ces courbes montrent que la résonance se produit dans des circonstances où la raideur du ressort modélisant l'élasticité du coussin d'air devient proche de 10^9 N.m^{-1} . Lors de vibrations à vide, ceci se produit dès qu'il y a plus de trois tiges montées en-dessous de la tête sonique.

L'élaboration de ces deux modèles a permis de tirer de nombreuses conclusions quant au comportement des systèmes constituant la tête sonique, cependant, il est nécessaire de n'en garder qu'un seul, afin de pouvoir l'intégrer à des modèles globaux plus complexes prenant en compte d'autres systèmes que la tête sonique. Pour faciliter la discussion qui se tient dans le paragraphe suivant, le premier modèle est appelé *série* tandis que le deuxième modèle est dénommé *avec ressort seul*.

D) CHOIX ENTRE LE MODELE SERIE ET LE MODELE AVEC RESSORT SEUL

1) CONSIDERATIONS DISCRIMINANTES

Le modèle avec ressort seul fournit des valeurs de k très resserrées dont la moyenne est égale à $1,91 \cdot 10^9 \text{ N.m}^{-1}$, tandis que le modèle série fournit toute une gamme de valeurs de k . Il serait donc plus tentant de prendre le modèle avec ressort seul, qui a le double avantage d'être plus simple dans sa formulation et de s'appliquer fidèlement à tous les nuages de points. Cependant, le modèle avec ressort seul ne rend pas compte de nombreuses caractéristiques de l'air.

Tout d'abord, l'air contenu dans l'absorbeur de choc étant constitué de molécules qui se déplacent non seulement les unes sur les autres, mais encore le long des parois métallique de la tête sonique, il est le siège de frottements visqueux, donc ne pas insérer d'amortisseur dans le modèle d'absorbeur de choc reviendrait à ignorer partiellement que la technologie employée est celle d'un coussin d'air. Ensuite, quelques considérations thermodynamiques simples semblent appuyer les résultats du modèle série. En effet, si l'air est assimilé à un gaz parfait, il obéit à la loi $PV = nRT$ où P désigne la pression, V le volume, n le nombre de mols – ici constant puisque la quantité d'air contenue dans l'enceinte ne change pas – R la constante des gaz parfaits égale à 8,31 u.S.I. et T la température, or si la température de ce coussin d'air est supposée constante pendant le fonctionnement de la tête sonique, la loi des gaz parfaits s'appliquant au coussin d'air devient

$PV = C^{te}$, d'où par dérivation $VdP + PdV = 0$, i.e. $\frac{dP}{P} = -\frac{dV}{V}$, i.e. $\frac{\Delta P}{P} = -\frac{\Delta V}{V}$. Cette dernière formulation suggère que quand le volume d'air diminue, i.e. quand la longueur du ressort modélisant le coussin d'air diminue, i.e. quand la force s'appliquant sur le ressort augmente, la pression de l'air augmente, i.e. la rigidité du ressort augmente. Ainsi, s'il est possible de prouver que les valeurs de k trouvées avec un modèle augmentent quand la force qui s'applique sur le ressort modélisant le coussin d'air augmente, le modèle en question se voit gagner énormément en crédibilité. Ainsi, il faut s'attacher à vérifier que la force appliquée sur le ressort augmente quand sa rigidité augmente pour les deux modèles série et avec ressort seul.

2) ETUDE DE LA VARIABILITE DE L'ELASTICITE DU COUSSIN D'AIR

Le but de cette étude étant de vérifier que la force exercée sur le ressort croît avec la rigidité de celui-ci, il faut en premier lieu avoir l'expression analytique de cette force. Celle-ci s'obtient quasiment directement à partir de la formule $u_0 = f(M, \omega, k, v)$. En effet, le paragraphe Mise en équation de l'absorbeur de choc fournit déjà l'expression de $F_{\text{ressort} \rightarrow M}^*$ en fonction de u_0^* , dont il est très facile de tirer l'expression de $F_{M \rightarrow \text{ressort}}^*$ (voir tableau 4).

Tableau 4 : Relations sous forme complexe entre la force exercée sur le ressort et l'amplitude des vibrations

Modèle série	Modèle avec ressort seul
$F_{M \rightarrow \text{ressort}}^* = \frac{1}{\frac{1}{j\omega v} + \frac{1}{k}} u_0^*$	$F_{M \rightarrow \text{ressort}}^* = k u_0^*$

En passant à l'amplitude réelle de F_0 , les expressions de la force appliquée sur le ressort en fonction de ω et des paramètres k et v sont obtenues (voir tableau 5).

Tableau 5 : Expression de la force exercée sur le ressort en fonction de la pulsation et des paramètres k et v

$$F_{M \rightarrow \text{ressort}} = \frac{\omega v}{\sqrt{1 + \left(\omega \frac{v}{k}\right)^2}} \frac{2m\epsilon\omega^2}{\sqrt{\left(k \left(1 - \frac{1}{1 + \left(\omega \frac{v}{k}\right)^2}\right) - M\omega^2\right)^2 + \left(\frac{\omega v}{1 + \left(\omega \frac{v}{k}\right)^2}\right)^2}} \quad F_{M \rightarrow \text{ressort}} = k \frac{2m\epsilon\omega^2}{\sqrt{(k - M\omega^2)^2}}$$

Maintenant, la démarche employée pour réussir cette étude est exactement la même que celle utilisée lors de la recherche des couples (k , v). Tout d'abord sont créés les nuages de points (k , $F_{M \rightarrow \text{ressort}}$) pour chaque modèle et chaque ensemble de données, brut ou modifié. En fait, ce seront des nuages de segments verticaux et non de points qui seront obtenus, car pour un même triplet (M, k, v) existent plusieurs valeurs de ω , donc plusieurs valeurs de $F_{M \rightarrow \text{ressort}}$. Ensuite, on se propose de faire passer une droite affine d'équation $F_{M \rightarrow \text{ressort}} = ak + b$ par les nuages de segments ainsi formés, où les coefficients a et b sont à évaluer. Enfin, l'algorithme de la méthode des moindres carrés tel qu'implémenté sur Scilab est invoqué à nouveau pour estimer ces paramètres (a , b). Si l'algorithme converge vers un a positif et que la courbe a une allure satisfaisante, alors l'hypothèse de croissance de $F_{M \rightarrow \text{ressort}}$ avec k est validée.

Les courbes obtenues figurent dans l'Annexe 3 : Courbes $F_{\text{masse suspendue} \rightarrow \text{ressort}} = f(k)$. Elles montrent que la droite d'équation $F_{M \rightarrow \text{ressort}} = ak + b$ est systématiquement croissante pour le modèle série et décroissante pour le modèle avec ressort seul. Les coefficients sont donnés dans le tableau 6 à titre indicatif :

Tableau 6 : Valeurs estimées de la pente et de l'ordonnée à l'origine

Type de données	Modèle série	Modèle avec ressort seul
Données brutes	2.736e-9, 1.2741615e5	(- 4.71e-5, 2.5770719e5)
Données modifiées	9.99e-8, 7.0283198e4	(-3.97e-5; 2.6066069e5)

Ainsi, pour les raisons qui ont été précisées dans le paragraphe précédent, le modèle série doit être conservé dans la suite des recherches. D'ailleurs, ces quelques considérations ont d'ores et déjà permis d'avancer d'un pas dans la complexification de la modélisation. En effet, plutôt que d'implémenter les prochains modèles avec une valeur de k unique, il sera plus pertinent de faire évoluer la valeur de k en même temps que la force $F_{M \rightarrow \text{ressort}}$, et donc de remplacer k par l'expression

$$k = \frac{F_{M \rightarrow \text{ressort}} - b}{a}, \text{ en prenant pour } a \text{ et } b \text{ les valeurs répertoriées dans le tableau ci-dessus.}$$

Le choix du modèle synthétisant le fonctionnement de la tête sonique vient donc d'être effectué et, en vertu de toutes les hypothèses et vérifications effectuées, paraît fidèle à la réalité.

Cependant, ce modèle a été dimensionné à partir d'essais pendant lesquels entre une et cinq tiges ont été suspendues, or à aucun moment l'élasticité de ces tiges n'a été prise en compte puisque le train de tige était considéré comme infiniment rigide. Intuitivement, il est facile de concevoir que l'élasticité des tiges peut induire des « contrecoups », des « retours de force » au niveau de la tête sonique susceptibles de modifier la valeur effective de la force engendrée à la sortie de la broche. Si ce phénomène est confirmé, ces contrecoups faussent complètement les données dans la mesure où elles ne traduisent plus uniquement le fonctionnement intrinsèque de la tête sonique.

Dans la partie suivante est présentée la modélisation du train de tiges, qui sera celle utilisée lors de l'élaboration du modèle global, ainsi que la manière dont il faut modifier le modèle de la tête sonique afin de pouvoir le coupler correctement avec le modèle du train de tige. Une première application de ce modèle, qui ne tient toujours pas compte du sol, consistera à vérifier quelles sont les données des essais à vide affectées par l'élasticité du train de tige, ce qui permettra non seulement de mieux comprendre l'influence de l'élasticité, mais aussi d'éliminer les données affectées par ce phénomène externe au fonctionnement intrinsèque de la tête sonique et de recommencer le protocole de calcul précédent avec ce nouveau jeu de données, afin d'obtenir des valeurs de k et v encore plus pertinentes.

4. ETUDE DE L'ELASTICITE DU TRAIN DE TIGE

A) SITUATION ETUDIEE

L'élasticité du train de tige se rajoutant aux phénomènes à considérer, il est nécessaire de séparer le système global en deux sous-systèmes, constitués respectivement de la tête sonique et du train de tige, de manière à écrire indépendamment leurs équations de comportement avant de les assembler par la suite. Le système global sera appelé *série élastique*.

1) ETUDE DE LA TETE SONIQUE

La modélisation de la tête sonique est la même que précédemment, à deux nuances près (voir figure 37). D'une part, comme le train de tige n'est pas pris en compte dans ce sous-système, le solide en suspension est réduit à la partie suspendue de la tête sonique, donc la masse suspendue est réduite à la masse de la partie suspendue de la tête sonique, notée M_0 et égale à 500 kg ; d'autre part, il faut considérer maintenant la force $-F_0$ appliquée par le train de tige sur la tête sonique.

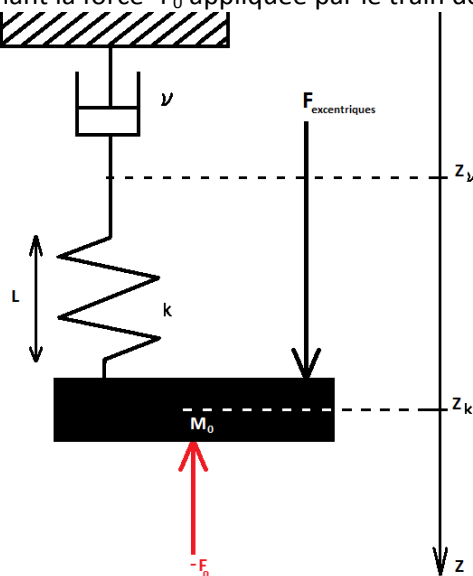


Figure 37 : Modélisation de la tête sonique seule

L'application du principe fondamental de la dynamique au point repéré par la cote z_k fournit l'équation suivante :

$$\vec{F}_{\text{excentriques} \rightarrow \text{partie suspendue}} + \vec{F}_{\text{absorbeur de choc} \rightarrow \text{partie suspendue}} - \vec{F}_0 = M_0 \ddot{z}_k \vec{z}$$

D'où, en passant par les complexes étant donné que le système fonctionne en régime sinusoïdal et en notant u_0^* le déplacement du point à la cote z_k :

$$F_{\text{exc}}^* - \frac{1}{\frac{1}{k} - \frac{1}{j\omega\nu}} u_0^* + ESu_0'^* = -M_0 \omega^2 u_0^*$$

En découle l'expression de l'amplitude des vibrations en fonction de la force engendrée par les excentriques :

$$u_0^* \left(\frac{1}{\frac{1}{k} + \frac{1}{j\omega\nu}} - M_0 \omega^2 \right) - ESu_0'^* = 2me\omega^2 e^{j(\omega t + \phi_{\text{exc}})}$$

2) ETUDE DU TRAIN DE TIGE

La modélisation du train de tige et les notations utilisées par la suite sont illustrées dans le schéma de la figure 38.

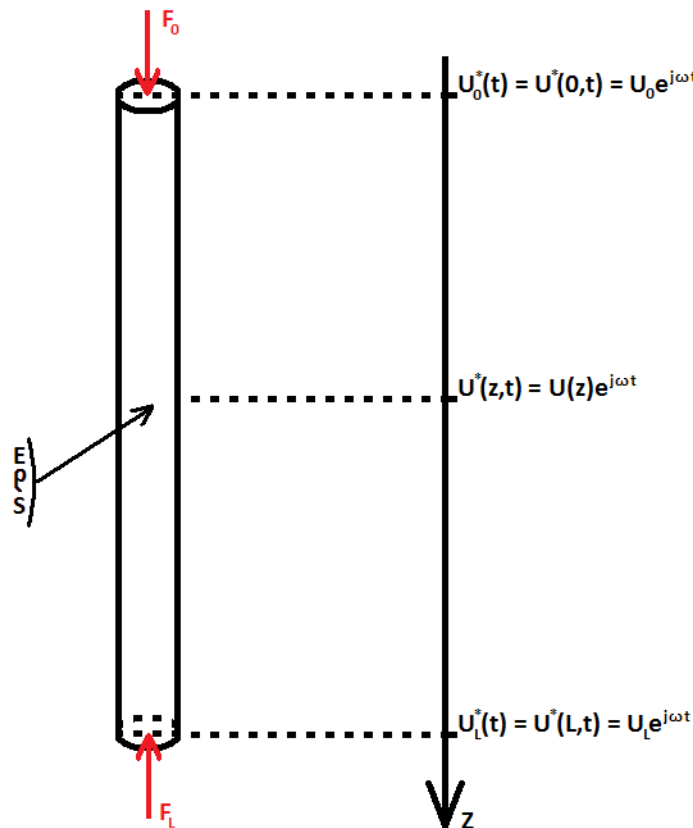


Figure 38 : Modélisation de l'élasticité de la tige

Dans le schéma ci-dessus, E est le module d'Young de l'acier, ρ la masse volumique de l'acier et S la surface de la section du tube. La célérité de l'acier s'obtient à partir de son module d'Young et de sa masse volumique selon la relation $c^2 = \frac{E}{\rho}$.

Avec les notations précédentes, l'équation d'onde dans le train de tige s'écrit

$$\rho \frac{d^2 u^*(z, t)}{dt^2} = E \frac{d^2 u^*(z, t)}{dz^2}$$

$$i.e. -\omega^2 u(z) = c^2 u''(z)$$

La recherche d'une solution sinusoïdale à l'équation d'onde exprimée dans le train de tige conduit à la relation $u(z) = A \cos\left(\frac{\omega}{c} z\right) + B \sin\left(\frac{\omega}{c} z\right)$ où A et B sont à déterminer.

3) ETUDE DU SYSTEME COMPLET

Compte-tenu de tout ce qui a été dit précédemment, l'équation du système est donc

$$u(z) = A \cos\left(\frac{\omega}{c} z\right) + B \sin\left(\frac{\omega}{c} z\right)$$

où il s'agit de lever l'indétermination sur A et B grâce aux conditions aux limites, que sont d'une part

$$u_0^* \left(\frac{1}{\frac{1}{k} + \frac{1}{j\omega\nu}} - M_0 \omega^2 \right) - ES u_0'^* = 2me\omega^2 e^{j(\alpha + \phi_{exc})}$$

et d'autre part

$$u_L'^* = 0$$

car l'extrémité de la tige est libre.

La détermination des coefficients A et B se fait selon les calculs suivants :

$$\begin{cases} (A \cos(0) + B \sin(0)) \left(\frac{1}{\frac{1}{k} + \frac{1}{j\omega\nu}} - M_0 \omega^2 \right) - ES \left(-A \frac{\omega}{c} \sin(0) + B \frac{\omega}{c} \cos(0) \right) = 2me\omega^2 e^{j(\alpha + \phi_{exc} - \phi_{u_0})} \\ -A \frac{\omega}{c} \sin\left(\frac{\omega}{c} L\right) + B \frac{\omega}{c} \cos\left(\frac{\omega}{c} L\right) = 0 \end{cases}$$

$$\begin{cases} A \left(\frac{1}{\frac{1}{k} + \frac{1}{j\omega\nu}} - M_0 \omega^2 \right) - ES \left(A \tan\left(\frac{\omega}{c} L\right) \frac{\omega}{c} \right) = 2me\omega^2 e^{j(\alpha + \phi_{exc} - \phi_{u_0})} \\ B = A \tan\left(\frac{\omega}{c} L\right) \end{cases}$$

$$\begin{cases} A = \frac{2me\omega^2 e^{j(\alpha + \phi_{exc} - \phi_{u_0})}}{\left(\frac{1}{\frac{1}{k} + \frac{1}{j\omega\nu}} - M_0 \omega^2 \right) - ES \frac{\omega}{c} \tan\left(\frac{\omega}{c} L\right)} \\ B = - \frac{2me\omega^2 e^{j(\alpha + \phi_{exc} - \phi_{u_0})} \tan\left(\frac{\omega}{c} L\right)}{\left(\frac{1}{\frac{1}{k} + \frac{1}{j\omega\nu}} - M_0 \omega^2 \right) - ES \frac{\omega}{c} \tan\left(\frac{\omega}{c} L\right)} \end{cases}$$

Dès lors, l'expression de $u(z)$ est connue, de laquelle est déduite l'expression de u_0 puisque $u_0 = |A|$:

$$u_0 = \frac{2me\omega^2}{\sqrt{\left(k \left(1 - \frac{1}{1 + \left(\frac{\omega v}{k} \right)^2} \right) - M_0 \omega^2 - \frac{\omega}{c} ES \tan\left(\frac{\omega}{c} L \right) \right)^2 + \left(\frac{\omega v}{1 + \left(\frac{\omega v}{k} \right)^2} \right)^2}}$$

$$\text{Or } \frac{\omega}{c} ES \tan\left(\frac{\omega}{c} L \right) = \frac{\tan\left(\frac{\omega}{c} L \right)}{\frac{\omega}{c} L} \frac{\omega}{c} ES \times \frac{\omega}{c} L = \frac{\tan \alpha}{\alpha} \omega^2 \frac{E}{c^2} SL = \frac{\tan \alpha}{\alpha} \omega^2 \rho SL = \frac{\tan \alpha}{\alpha} \omega^2 M_{tiges}$$

$$\text{avec } \alpha = \frac{\omega}{c} L,$$

$$\text{d'où } u_0 = \frac{2me\omega^2}{\sqrt{\left(k \left(1 - \frac{1}{1 + \left(\frac{\omega v}{k} \right)^2} \right) - M_0 \omega^2 - M_{tiges} \frac{\tan \alpha}{\alpha} \omega^2 \right)^2 + \left(\frac{\omega v}{1 + \left(\frac{\omega v}{k} \right)^2} \right)^2}}$$

$$\text{i.e. } u_0 = \frac{2me\omega^2}{\sqrt{\left(k \left(1 - \frac{1}{1 + \left(\frac{\omega v}{k} \right)^2} \right) - \left(M_0 + M_{tiges} \frac{\tan \alpha}{\alpha} \right) \omega^2 \right)^2 + \left(\frac{\omega v}{1 + \left(\frac{\omega v}{k} \right)^2} \right)^2}}$$

La seule modification dans la formule de $u_0 = f(M, \omega, k, v)$ concerne la masse du système, qui au lieu d'être égale à $M_0 + M_{tiges}$ est égale à $M_0 + M_{tiges} \frac{\tan \alpha}{\alpha}$. Ainsi, l'élasticité a pour principal de modifier la masse apparente des tiges pour le système complet.

B) APPLICATION : NOUVEAU TRI DES DONNEES DES ESSAIS A VIDE

1) CRITERE DE TRI

Pour savoir maintenant quelles sont les données affectées de manière importante par cette modification de la masse apparente de la tige, il suffit de vérifier pour chaque longueur de tige, i.e. pour les différentes masses suspendues, quelles sont les valeurs de ω qui font prendre au coefficient modificateur de masse $(\tan \alpha)/\alpha$ des valeurs excessives, voir aberrantes (voir figure 9).

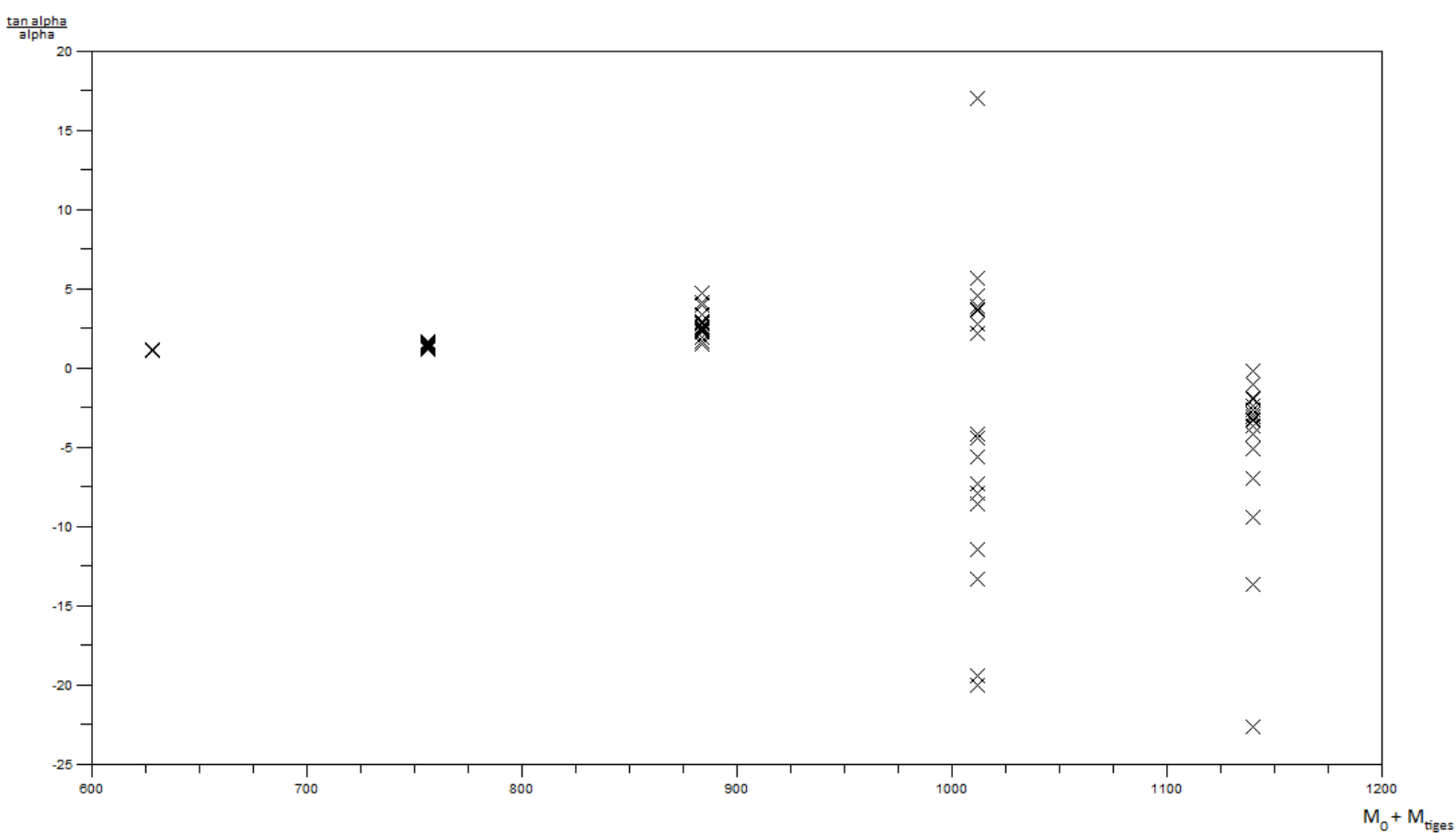


Figure 39 : Valeurs des coefficients modificateurs de la masse suspendue en fonction de la masse suspendue brute

Ce graphique montre un point situé beaucoup trop haut ainsi que des points négatifs, qui doivent tous être éliminés car ils correspondent à des valeurs trop élevées et donc trop dispersives du coefficient α . Pour avoir les coordonnées des points négatifs, il a suffi de coder un algorithme isolant les points pour lesquels α était supérieur à $\pi/2$, tandis qu'un algorithme isolant tous les coefficients modificateurs de masse d'une valeur supérieure à 6 a été employé pour être sûr d'avoir tous les points situés trop haut sur le graphe. De ce tri est sorti un nouvel ensemble de jeux de données appelé « modif2 » – l'adjectif qualificatif employé par la suite pour désigner cet ensemble, les jeux de données ainsi que les données qui lui sont liés étant « modifié 2.0 ». Ces nouveaux nuages de point ont été utilisés à leur tour pour avoir de nouveaux couples (k, v) et vérifier si la force appliquée par l'absorbeur de choc sur la partie suspendue de la tête sonique croît bien avec les valeurs de k .

2) RESULTATS

Les couples (k, v) obtenus à partir des jeux de données modifiés 2.0 et du même protocole de calcul sont récapitulés dans le tableau 7 :

Tableau 7 : Résultats de l'estimations des paramètres k et nu à partir des données modifiées 2.0

Jeu de données	(k, v)	Allure de la courbe $u_0=f(M,\omega,k,v)$
01-a // 03_BP_T1	(4.6305781e10, 1.46502e6) (1.8590275e12, 1.45e6)	Amortie Amortie
01-b // 04_BP_T1	(1.2125456e12, 3.5328e6)	Très amortie
01-c // 04_PF_T1	(3.8606214e11, 1.582e6)	Très amortie
02 // 04_PF_T2	(2.0790357e9, 1.0606622e9) (1.5079081e11, 1.58722e6)	Résonante Amortie
03 // 04_PF_T3	(1.267573e12, 1.9164e6)	Amortie
04 // 04_PF_T4	(2.273e9, 2.946e6)	Résonante

Les valeurs de k sont majoritairement comprises entre $1,5 \cdot 10^{11}$ et $1,85 \cdot 10^{12}$ N.m⁻¹, avec une exception à $2,27 \cdot 10^9$ N.m⁻¹, tandis que les valeurs de v apparaissent très resserrées, oscillant entre $1,45 \cdot 10^6$ et $3,53 \cdot 10^6$ N.m⁻¹. Ces résultats concordent avec ceux obtenus sans prise en compte de l'élasticité du train de tige. Il ne fallait bien sûr pas s'attendre à des valeurs radicalement différentes, car la valeur ajoutée de ce deuxième tri consiste juste à éliminer, selon un critère plus vérifiable que le premier, les données parasites, et donc de donner des résultats de calcul plus pertinents, tant par rapport à la réalité que par rapport à ce qui est recherché dans cette étude. Il est possible d'observer les graphes résultants de ces calculs dans l'Annexe 2 : Courbes $u_0 = f(M, \omega, k, v)$. Reste maintenant à vérifier, avec la même méthode que celle employée précédemment, que les valeurs de k ainsi trouvées augmentent en même temps que la force appliquée par l'absorbeur de choc sur la masse suspendue, dont l'expression est donnée ci-dessous :

$$F_{M \rightarrow \text{ressort}} = \frac{\omega v}{\sqrt{1 + \left(\omega \frac{v}{k}\right)^2}} \frac{2m\omega^2}{\sqrt{\left(\left(k \left(1 - \frac{1}{1 + \left(\omega \frac{v}{k}\right)^2} \right) - \left(M_0 + M_{\text{tiges}} \frac{\tan \alpha}{\alpha} \right) \omega^2 \right)^2 + \left(\frac{\omega v}{1 + \left(\omega \frac{v}{k}\right)^2} \right)^2 \right)}}$$

Avec cette formule, il est possible de dessiner le nuage de segment verticaux (k, $F_{M \rightarrow \text{ressort}}$) par lequel faire passer la droite d'équation $F_{M \rightarrow \text{ressort}} = ak + b$. L'algorithme d'optimisation évalue le couple (a, b) aux valeurs ($5,017 \cdot 10^{-9}$; $1,1434005 \cdot 10^5$). Ces valeurs sont du même ordre de grandeur que celles obtenues avec le modèle série. Il est même possible d'ajouter qu'avec ces valeurs de k, la convergence de l'algorithme était plus rapide et le couple (a, b) final plus stable. La courbe obtenue, qui semble être un meilleur compromis encore que celles faites avec le modèle série, est fournie dans l'Annexe 3 : Courbes $F_{\text{masse suspendue} \rightarrow \text{ressort}} = f(k)$.

Tous ces excellents résultats confirment non seulement la plus grande pertinence de la modélisation *série* de l'absorbeur de choc de la tête sonique, mais aussi mettent en avant tout l'intérêt de ne pas négliger l'élasticité du train de tige. De plus, ils confirment les valeurs que doivent prendre les paramètres dimensionnant de cette modélisation, à savoir k et v. Enfin, les équations finales de la tête sonique et du train de tige ayant déjà été posées, les deux-tiers du modèle global, dont l'élaboration finale est abordée ci-après, ont finalement déjà été écrits.

5. DETERMINATION D'UN MODELE GLOBAL PERTINENT

A) DEMARCHE

La situation étudiée est la même que celle évoquée en introduction de cette étude théorique, dans laquelle est considéré un grand système global composé de trois sous-systèmes que sont la tête sonique, le train de tige et le sol. Les modélisations de la tête sonique et du train de tige qui sont utilisées dans cette partie sont les mêmes que celles vues précédemment. Au niveau de la tête sonique, la partie suspendue est soumise à la force de l'absorbeur de choc, constitué d'un amortisseur et d'un ressort en série, à la force excitatrice des excentriques qui, en tournant en sens contraire, produisent une force sinusoïdale verticale de pulsation ω orientée alternativement vers le haut ou vers le bas, ainsi qu'à la réaction élastique du train de tige, qui exerce une force similaire à celle d'un ressort. Quant au train de tige, il est considéré comme une poutre élastique dont les particules, sous l'action vibratoire de la tête sonique, sont en régime permanent sinusoïdal. En fait, tout le travail de recherche de cette partie consiste à trouver un modèle de sol qui permette au modèle global de rendre compte fidèlement des mesures recueillies lors de la campagne d'essais de Montereau de mars-avril 2008. Bien sûr, il faudra au préalable sélectionner les données qui serviront à tester le modèle global, selon des critères de fiabilité, d'exhaustivité et de fidélité. Les deux aspects de cette recherche se donnant réponse l'un à l'autre, une réponse définitive ne pourra pas être donnée au premier jet, mais sera élaborée de manière itérative.

B) PREMIER MODELE GLOBAL : HYPOTHESE D'UN SOL ELASTIQUE

1) MODELISATION DU SOL

Le premier modèle de sol envisagé est issu de la théorie de Boussinesq qui dote le sol d'un comportement élastique. Dans cette théorie, le déplacement de la surface du sol est reliée à la force appliquée au sol par un coefficient faisant intervenir le coefficient de Poisson et le module de cisaillement du sol considéré, comme le montre la formule ci-dessous proposée par Boussinesq :

$$u_L = \frac{1 - \nu_{sol}}{4GR} F_{tige \rightarrow sol}$$

où ν_{sol} est le coefficient de Poisson du sol,

R est le rayon de la surface du sol, supposée en forme de disque, sur laquelle s'exerce la force ; puisque la situation étudiée est celle d'un forage, R correspond ici au rayon du trou.

G est le module de cisaillement du sol, égal à $\frac{E_{sol}}{2(1 + \nu_{sol})}$, où E_{sol} est le module d'Young du sol.

L'insertion de l'expression de G dans celle de u_L permet d'avoir la relation finale entre la force exercée sur le train de tige par le sol et le déplacement du fond du trou u_L , exprimée seulement en fonction de R, E_{sol} et ν_{sol} :

$$F_{sol \rightarrow tige} = - \frac{4 \frac{E_{sol}}{2(1 + \nu_{sol})} R}{1 - \nu_{sol}} u_L = - \frac{2E_{sol} R}{1 - \nu_{sol}^2} u_L$$

Finalement, tout se passe comme si le sol se comportait comme un ressort de raideur

$$k_{sol} = - \frac{2E_{sol} R}{1 - \nu_{sol}^2}$$

2) EQUATIONS DU SYSTEME GLOBAL

Les trois sous-systèmes, tête sonique, train de tige et sol, se couplent entre eux par l'intermédiaire des forces qu'ils exercent les uns sur les autres. Le système global résultant de ce couplage est représenté dans le schéma de la figure 40, sur lequel la frontière de chaque sous-système correspond à la ligne de rencontre des forces dessinées en rouge.

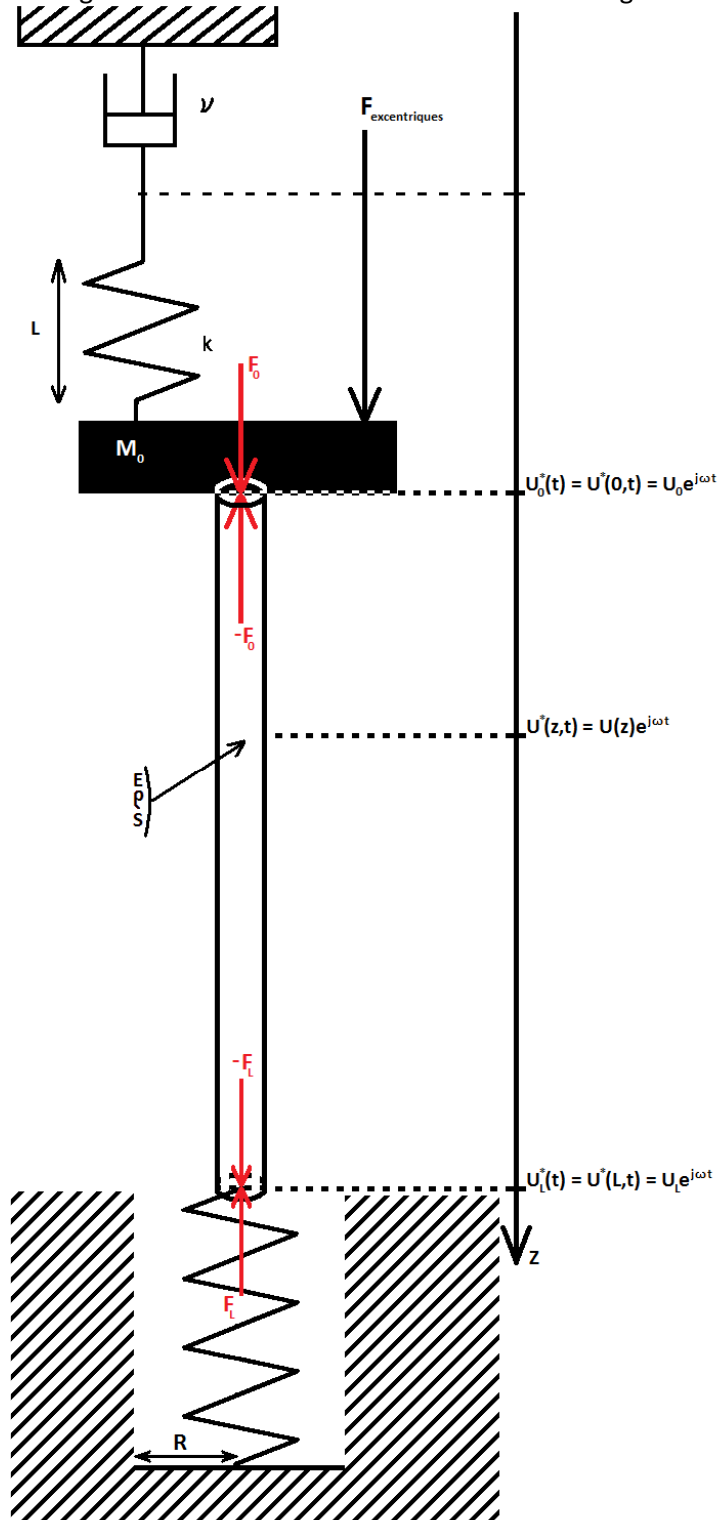


Figure 40 : Modélisation du système global

Les équations qui régissent le fonctionnement de chaque sous-système apparaissent dans le tableau 8, certaines étant familières puisqu'elles ont déjà été vues dans le paragraphe précédent. Toutes sont issues de l'application du principe fondamental de la dynamique.

Tableau 8 : Equations des sous-systèmes du modèles global

Sous-système	Equation
Tête sonique	$u_0^* \left(\frac{1}{\frac{1}{k} + \frac{1}{j\omega\nu_{amor}}} - M_0\omega^2 \right) - E_{tige} S u_0'^* = 2me\omega^2 e^{j(\omega t + \phi_{exc})}$
Train de tige	$-\omega^2 u(z) = c^2 u''(z)$
Sol	$-E_{tige} S u_L'^* - \frac{2E_{sol}}{1-\nu_{sol}^2} R u_L^* = 0$

Face à la nouvelle complexité du problème ainsi qu'au risque de confusion entre les différentes notations, il est temps de faire le point sur l'origine des différents paramètres et variables utilisés dans ces formules. Un récapitulatif est proposé dans le tableau 9 :

Tableau 9 : Récapitulatif des notations utilisées dans les formules

Notation	Signification	Valeur/Origine
u_0	Déplacement du point de cote 0, qui correspond à la sortie de la broche de la tête sonique/au début des tiges.	S'obtient par le calcul. Correspond aux mesures de l' « amplitude » des vibrations dans les données des essais.
k	Raideur du ressort modélisant l'élasticité de l'absorbeur de choc de la tête sonique.	Plusieurs valeurs de k calculées dans cette étude. Relation linéaire entre $F_{ressort \rightarrow \text{tête}}$ et k proposée.
ω	Pulsation des excentriques. Toutes les particules du système sont supposées vibrer à cette pulsation en régime permanent.	Fournie par les mesures de la « fréquence » des vibrations dans les données des essais.
ν_{amor}	Coefficient d'amortissement de l'amortisseur modélisant la viscosité de l'air utilisé pour absorber les vibrations de la tête sonique.	Plusieurs valeurs en ont été déterminées dans la partie précédente, en général très resserrées autour d'une valeur moyenne de l'ordre de 10^6 kg.s^{-1} .
M_0	Masse de la partie de la tête sonique suspendue à l'absorbeur de choc de la tête sonique.	Estimée à 500 kg.
E_{tige}	Elasticité de l'acier (matériau des tiges).	$210.10^9 \text{ N.m}^{-2}$
S	Section d'un tube.	Si $\varnothing = 5,5$ pouces, $S = 38,7 \text{ cm}^2$ Si $\varnothing = 3,5$ pouces, $S = 24,3 \text{ cm}^2$
m	Masse des excentriques.	3,5 kg chacune
e	Excentricité des excentriques.	0,0325 m chacune
$u(z)$	Déplacement du point de cote z ($0 < z < L$).	S'obtient par le calcul.
c	Célérité des ondes dans l'acier.	5172 m.s^{-1}
u_L	Déplacement du point de cote L, qui correspond au fond du trou/à la fin du train de tige.	S'obtient par le calcul.
E_{sol}	Module d'Young du sol, dépend de la nature du sol.	Valeurs à trouver dans la littérature. La valeur de ce paramètre doit être changée dès que le terrain traversé par le forage change de nature.
ν_{sol}	Coefficient de Poisson du sol, dépend de la nature du sol.	Valeurs à trouver dans la littérature. La valeur de ce paramètre doit être changée dès que le terrain traversé par le forage change de nature.
R	Rayon de la surface du fond de trou.	Si $\varnothing = 5,5$ pouces, $R = 11,8 \text{ cm}$ Si $\varnothing = 3,5$ pouces, $R = 7,5 \text{ cm}$

De l'équation d'onde du train de tige est déduite la forme générale de $u(z)$:

$$u(z) = A \cos\left(\frac{\omega}{c} z\right) + B \sin\left(\frac{\omega}{c} z\right)$$

où A et B sont des paramètres inconnus complexes qui se déterminent à partir des conditions aux limites fournies par les équations de la tête sonique et du sol.

Les calculs ci-dessous montrent comment sont obtenues les expressions de A et B.

$$\left\{ \begin{array}{l} A \left(\frac{1}{\frac{1}{k} + \frac{1}{j\omega v_{amor}}} - M_0 \omega^2 \right) - E_{tige} S \frac{\omega}{c} B = 2me\omega^2 e^{j(\alpha + \phi_{exc} + \phi_{u_0})} \\ - E_{tige} S \left(-A \frac{\omega}{c} \sin\left(\frac{\omega}{c} L\right) + B \frac{\omega}{c} \cos\left(\frac{\omega}{c} L\right) \right) - \frac{2E_{sol}}{1-v_{sol}^2} R \left(A \cos\left(\frac{\omega}{c} L\right) + B \sin\left(\frac{\omega}{c} L\right) \right) = 0 \end{array} \right.$$

$$B = \frac{2me\omega^2 e^{j(\alpha + \phi_{exc} + \phi_{u_0})}}{\frac{E_{tige} S \frac{\omega}{c} \cos\left(\frac{\omega}{c} L\right) + \frac{2E_{sol}}{1-v_{sol}^2} R \sin\left(\frac{\omega}{c} L\right)} \left(\frac{1}{\frac{1}{k} + \frac{1}{j\omega v_{amor}}} - M_0 \omega^2 \right) - E_{tige} S \frac{\omega}{c}}$$

$$A = \frac{E_{tige} S \frac{\omega}{c} \cos\left(\frac{\omega}{c} L\right) + \frac{2E_{sol}}{1-v_{sol}^2} R \sin\left(\frac{\omega}{c} L\right)}{E_{tige} S \frac{\omega}{c} \sin\left(\frac{\omega}{c} L\right) - \frac{2E_{sol}}{1-v_{sol}^2} R \cos\left(\frac{\omega}{c} L\right)} B$$

$$B = \frac{2me\omega^2 e^{j(\alpha + \phi_{exc} + \phi_{u_0})} \left(E_{tige} S \frac{\omega}{c} \sin\left(\frac{\omega}{c} L\right) - \frac{2E_{sol}}{1-v_{sol}^2} R \cos\left(\frac{\omega}{c} L\right) \right)}{\left(E_{tige} S \frac{\omega}{c} \cos\left(\frac{\omega}{c} L\right) + \frac{2E_{sol}}{1-v_{sol}^2} R \sin\left(\frac{\omega}{c} L\right) \right) \left(\frac{1}{\frac{1}{k} + \frac{1}{j\omega v_{amor}}} - M_0 \omega^2 \right) - E_{tige} S \frac{\omega}{c} \left(E_{tige} S \frac{\omega}{c} \sin\left(\frac{\omega}{c} L\right) - \frac{2E_{sol}}{1-v_{sol}^2} R \cos\left(\frac{\omega}{c} L\right) \right)}$$

$$A = \frac{2me\omega^2 e^{j(\alpha + \phi_{exc} + \phi_{u_0})} \left(E_{tige} S \frac{\omega}{c} \cos\left(\frac{\omega}{c} L\right) + \frac{2E_{sol}}{1-v_{sol}^2} R \sin\left(\frac{\omega}{c} L\right) \right)}{\left(E_{tige} S \frac{\omega}{c} \cos\left(\frac{\omega}{c} L\right) + \frac{2E_{sol}}{1-v_{sol}^2} R \sin\left(\frac{\omega}{c} L\right) \right) \left(\frac{1}{\frac{1}{k} + \frac{1}{j\omega v_{amor}}} - M_0 \omega^2 \right) - E_{tige} S \frac{\omega}{c} \left(E_{tige} S \frac{\omega}{c} \sin\left(\frac{\omega}{c} L\right) - \frac{2E_{sol}}{1-v_{sol}^2} R \cos\left(\frac{\omega}{c} L\right) \right)}$$

L'expression de $u^*(z)$ se déduit des égalités précédentes et prend la forme ci-dessous après factorisation :

$$u^*(z) = \frac{2me\omega^2 e^{j(\alpha + \phi_{exc} + \phi_{u_0})} \left(E_{tige} S \frac{\omega}{c} \cos\left(\frac{\omega}{c} (z-L)\right) - \frac{2E_{sol}}{1-v_{sol}^2} R \sin\left(\frac{\omega}{c} (z-L)\right) \right)}{\left(E_{tige} S \frac{\omega}{c} \cos\left(\frac{\omega}{c} L\right) + \frac{2E_{sol}}{1-v_{sol}^2} R \sin\left(\frac{\omega}{c} L\right) \right) \left(\frac{1}{\frac{1}{k} + \frac{1}{j\omega v_{amor}}} - M_0 \omega^2 \right) - E_{tige} S \frac{\omega}{c} \left(E_{tige} S \frac{\omega}{c} \sin\left(\frac{\omega}{c} L\right) - \frac{2E_{sol}}{1-v_{sol}^2} R \cos\left(\frac{\omega}{c} L\right) \right)}$$

3) APPLICATION NUMERIQUE : DETERMINATION DE LA FORCE EN POINTE

Avant de chercher à rendre compte fidèlement des phénomènes observés ainsi que des mesures effectuées pendant la campagne d'essais, cette modélisation a pour premier objectif d'apporter une meilleure compréhension des phénomènes qui se produisent pendant le forage sonore. Dans cette optique, la première utilisation de l'expression de $u^*(z)$ consiste à déterminer l'expression de la force due aux vibrations appliquée sur le sol et de calculer les différentes valeurs qu'elle prend à partir des essais en forage, afin de les comparer aux valeurs des forces statiques, que sont d'une part les poids de la partie non suspendue de la tête sonore et des éléments de la crémaillère servant à la fixation des têtes de forage, et d'autre part la pression sur l'outil. Pour parvenir à effectuer cette comparaison, il faut tout d'abord calculer l'expression littérale de la force transmise au sol due aux vibrations, obtenir les valeurs numériques des différents paramètres utilisés dans cette modélisation, puis sélectionner les essais qui fourniront les données alimentant ce modèle de force en pointe.

A. EXPRESSION DE LA FORCE EN POINTE DUE AUX VIBRATIONS

La force produite par les vibrations et exercée sur le sol se déduit de l'expression de $u^*(z)$ et de la loi de Boussinesq. Les calculs ci-dessous explicitent le cheminement, depuis l'écriture de F_L sous forme complexe à son écriture réelle.

$$F_L^* = \frac{2E_{sol}R}{1-\nu_{sol}^2} u_L^*$$

$$F_L^* = \frac{2me\omega^2 e^{j(\omega t + \phi_{exc} + \phi_{u_0})} \left(E_{tige} S \frac{\omega}{c} \right) \left(\frac{2E_{sol}R}{1-\nu_{sol}^2} \right)}{\left(E_{tige} S \frac{\omega}{c} \cos\left(\frac{\omega}{c}L\right) + \frac{2E_{sol}}{1-\nu_{sol}^2} R \sin\left(\frac{\omega}{c}L\right) \right) \left(\frac{1}{k} + \frac{1}{j\omega\nu_{amor}} \right) - M_0\omega^2 - E_{tige} S \frac{\omega}{c} \left(E_{tige} S \frac{\omega}{c} \sin\left(\frac{\omega}{c}L\right) - \frac{2E_{sol}}{1-\nu_{sol}^2} R \cos\left(\frac{\omega}{c}L\right) \right)}$$

$$F_L = \frac{\frac{2me\omega^2 \left(E_{tige} S \frac{\omega}{c} \right) \left(\frac{2E_{sol}R}{1-\nu_{sol}^2} \right)}{\left| E_{tige} S \frac{\omega}{c} \cos\left(\frac{\omega}{c}L\right) + \frac{2E_{sol}}{1-\nu_{sol}^2} R \sin\left(\frac{\omega}{c}L\right) \right|}}{\sqrt{\left(\left(k \left(1 - \frac{1}{1 + \left(\frac{\omega\nu}{k} \right)^2} \right) - M_0\omega^2 - E_{tige} S \frac{\omega}{c} \frac{E_{tige} S \frac{\omega}{c} \sin\left(\frac{\omega}{c}L\right) - \frac{2E_{sol}}{1-\nu_{sol}^2} R \cos\left(\frac{\omega}{c}L\right)}{E_{tige} S \frac{\omega}{c} \cos\left(\frac{\omega}{c}L\right) + \frac{2E_{sol}}{1-\nu_{sol}^2} R \sin\left(\frac{\omega}{c}L\right)} \right)^2 + \left(\frac{\omega\nu}{1 + \left(\frac{\omega\nu}{k} \right)^2} \right)^2 \right)}}$$

Dans cette formule, les seuls paramètres complètement inconnus sont les caractéristiques du sol. Une recherche bibliographique des valeurs du module d'Young et du coefficient de Poisson pour différents milieux fournit les valeurs récapitulées dans le tableau ci-dessous.

Tableau 10 : Modules d'Young et coefficients de Poisson par type de milieu

Milieu	$E_{sol} (N.m^{-2})$	ν_{sol} (sans unité)
Craie de Meudon	$1,4.10^9 - 2,8.10^9 - 6,69.10^9$	0,15-0,2
Sable	$0,425.10^9 - 0,74.10^9$	0,2 - 0,45
Béton	$20.10^9 - 27.10^9$	0,15 - 0,31

Pour k et ν sera gardé le couple de valeurs ($1,1.10^{12}$, $1,6.10^6$), car ils correspondent à la moyenne des valeurs qui à la fois reviennent le plus fréquemment lors de l'évaluation de ces paramètres, quelque soit le tri effectué dans les données, et qui procurent à la courbe $u_0 = f(\omega)$ l'allure avec le meilleur sens physique, en ce sens qu'elle est amortie et correspond au comportement de la tête sonique avec la masse suspendue la plus proche de M_0 .

B. CHOIX DES DONNEES

Les données qui seront utilisées pour ce calcul sont celles qui ont été employées pour obtenir les graphiques les plus pertinents lors de l'analyse des essais de Montereau. Ces jeux de données se trouvent dans les fichiers DATA 2.0 et DATA 3.0. Ils synthétisent fidèlement le comportement dynamique du système lors d'essais de forage dans le terrain naturel de Montereau, le béton et les pieux dits hétérogènes, chacun de ses terrains étant respectivement représentés par trois, trois et deux jeux de données.

A l'heure d'aujourd'hui, faute de temps, l'application numérique n'a pu être effectuée. Cependant, plusieurs pistes de calcul sont données. Tout d'abord, il serait pertinent de poursuivre le calcul de la force générée par l'outil afin de la comparer aux forces statiques que sont le poids du dispositif suspendu et la force exercée par la crémaillère, directement proportionnelle à la pression sur l'outil. Ensuite, il serait également intéressant de calculer l'amplitude u_0 des vibrations au niveau de la tête sonique afin de la comparer aux mesures de l'amplitude. Ces deux calculs devraient être effectués à partir des jeux de données qui ont permis de tirer les conclusions les plus poussées lors de l'analyse des essais de Montereau, en changeant dans les formules les constantes mécaniques du sol en fonction du type de terrain envisagé dans les données exploitées. Enfin, en fonction des résultats trouvés, il peut s'avérer pertinent d'essayer d'autres modèles de sol, comme un sol parfaitement rigide, ou un sol élasto-plastique. Cette discussion peut même amener à déterminer, pour chaque type de terrain considéré dans les données, des modèles de sol différents.

Enfin la modélisation, qui pour l'instant ne rend compte que des efforts dynamiques, devra intégrer les forces statiques qui s'exercent sur le dispositif, que sont le poids et la force de poussée verticale de la crémaillère. Si, grâce aux différents calculs expliqués à l'instant, cette modélisation a correctement été conçue et dimensionnée, elle devrait être en mesure de rendre parfaitement compte des essais de terrain, et peut-être même serait capable de proposer des résultats à visée prédictive.

CONCLUSION

Ce rapport s'étant déployé sur deux axes d'investigation du forage sonique que sont l'exploitation des données de la campagne d'essais de Montereau et la tentative de modélisation théorique de ce système, cette conclusion générale sera constituée de deux pans distincts.

L'exploitation des données récoltées lors des essais de Montereau de mars-avril 2008 ont permis d'aboutir à plusieurs conclusions tant sur le comportement de la fréquence et de l'amplitude des vibrations que sur la dépendance de la vitesse de pénétration avec les paramètres de forage. Tout d'abord, sous l'hypothèse que la fréquence était en permanence réglée à la valeur la plus haute permettant à la fois un fonctionnement harmonieux de la tête sonique ainsi qu'une vitesse de pénétration élevée, il s'est avéré que la fréquence démarrait toujours aux alentours de 130 Hz, puis qu'à l'issue des neuf premiers mètres elle descendait progressivement jusqu'à atteindre les 60 Hz à 24 m de longueur de forage dans le cas d'un diamètre de tige de 5,5 pouces ; que subitement, au cours du forage de la neuvième tige, la fréquence retournait instantanément au palier des 130 Hz, puis descendait ensuite à nouveau jusqu'à 60 Hz vers 54 m de profondeur avant de bondir à nouveau à 130 Hz pendant le forage de la dix-neuvième tige. L'amplitude suit de son côté un comportement symétrique à celui de la fréquence, puisque le démarrage du forage se fait toujours à faible amplitude tandis que la suite du forage voit l'amplitude augmenter progressivement jusqu'à un maximum atteint au moment où la fréquence est la plus basse, puis chuter brusquement à ses plus faibles valeurs au même moment où la fréquence saute à son palier de 130 Hz, et ainsi de suite.

L'analyse des essais a aussi permis de conclure que dans les terrains mous ou hétérogènes, la vitesse de pénétration augmente avec la pression sur l'outil mais ne dépend pas de la fréquence, ou, vu d'une autre façon, que la gamme de fréquences est suffisamment large pour permettre au foreur de trouver aisément la fréquence optimale procurant la vitesse de pénétration la plus élevée autorisée par la pression sur l'outil exercée sur le moment. De plus, dans ce type de terrain, l'inclinaison de l'axe du forage a pour effet de réduire la vitesse de pénétration de près de 25 %, qui normalement s'étend de 0,25 à 2,5 m/min pour une pression comprise entre 20 et 55 bars. Dans le béton, la vitesse de pénétration augmente aussi avec la pression sur l'outil et ce pour un large panel de fréquences optimales, mais elle atteint un plafond, environ égal à 0,45 ou 0,7 m/min selon l'outil considéré, dans la gamme des 40-50 bars, car ensuite la vitesse diminue quand la pression augmente, pour finir à 0,2 m/min à plus de 80 bars. Cette tendance est d'ailleurs plus sensible quand le forage se fait avec un outil pleine face plutôt qu'avec un barreau perdu.

Si une autre campagne d'essais doit avoir lieu afin d'obtenir des conclusions plus poussées que celles qui viennent d'être exposées, ces données devront être plus complètes, plus faciles à exploiter, et plus riches d'informations que celles utilisées ici. Pour y arriver, il sera opportun de prévoir des essais systématiques, qui consisteraient par exemple à effectuer le forage de tout un train de tige en conservant en permanence la même fréquence et en faisant varier avec précision la pression sur l'outil, ou inversement. De plus, veiller à correctement nommer, dater et obtenir rapidement les relevés du SYMPA permettra de récupérer des données mieux identifiées et plus faciles à comparer avec les autres sources. Ce serait également un réel progrès d'avoir un oscilloscope ou un logiciel d'oscilloscope virtuel qui soit capable d'enregistrer en temps réel, pendant toute la durée où il reçoit un signal, toutes les mesures qu'il effectue, et de stocker la totalité de ces mesures sous forme d'un tableau Excel ou, à défaut, d'un fichier texte.

L'étude théorique a permis de mettre au point la méthodologie pour développer une modélisation du forage sonique, qui consiste tout d'abord à se demander quelle est la formulation exacte du terme source, et donc à s'intéresser au fonctionnement intrinsèque de la tête sonique afin d'en déterminer une modélisation unique, puis à mettre en place le modèle du train de tige dont le nécessaire couplage avec la tête sonique modifiera inmanquablement la modélisation de cette

dernière, pour finalement élaborer la modélisation globale du système en choisissant un modèle de sol particulier.

L'application de cette méthodologie au cas d'étude présent a conduit essentiellement à la détermination de la meilleure modélisation de l'absorbeur de choc ainsi qu'à l'évaluation de ses paramètres dimensionnant. La mise en place du modèle de train de tige fondé sur l'analogie avec une poutre élastique pour rendre compte de son comportement dynamique a également été effectuée, ce qui a permis de confirmer la modélisation de la tête sonique par l'intermédiaire d'une application numérique. Enfin, le modèle global a été élaboré complètement à partir d'une hypothèse de sol élastique et les formules qui en découlent ont été entièrement calculées.

En raison de la durée du stage pendant lequel ce travail a eu lieu, aucune application numérique n'a pu être effectuée. Néanmoins, cette partie théorique a été rédigée jusqu'au bout comme si le travail avait eu le temps d'aboutir afin de faire sentir au lecteur l'état d'esprit de ces recherches et ainsi permettre aux prochains chercheurs ou ingénieurs de poursuivre les efforts dans la même lignée.

ANNEXE 1 : EXEMPLES DE CODES DE CALCUL POUR L'ESTIMATION DE k ET ν

METHODE "A LA MAIN"

```
// 1) Définition de la valeur numérique des constantes
e=0.0325;
m=3.5;
M=500+1*128;

// 2) Définition de la fonction u0 = f(M, omega, k, nu)
function a = alpha(o, p)
    AA = 2*m*e*o.^2;
    BB = 1+(o*p(2)/p(1)).^2
    CC = p(1)*(1-1 ./BB)-M*o.^2
    DD = o*p(2)./BB
    a = AA./sqrt(CC.^2+DD.^2);
endfunction

// 3) Importation des données
Z=fscanfMat('C:\Users\Gautier\Desktop\Série\brut\brut\01-b.txt');
am=[];
om=[];
for i=1:1:size(Z,1), am = [am,Z(i,2)]; om = [om, Z(i,3)]; end
am=am';
om=om';

// 4) Couple (k, nu) à tester
p0 = [1.17333e8,1.7e6]

// 5) Représentation graphique
scf(0);
clf();
plot2d(om,am,-3);
oth=[min(om):(max(om)-min(om))/100:max(om)];
ath=alpha(oth', p0);
plot2d(oth,ath,3)

scf(1);
clf();
plot2d(om,am,-3);
oth=[1e-6:1000:1e6];
ath=alpha(oth',p0);
plot2d(oth,ath,3,rect=[-1e4,-1e-4,2e4,5e-4], frameflag=1,axesflag=5);
```

UTILISATION DE LA METHODE DES MOINDRES CARRES

```
// 1) Définition de la valeur numérique des constantes
e=0.0325;
m=3.5;
M=500+1*128;

// 2) Définition de la fonction u0 = f(M, omega, k, nu)
function a = alpha(o, p)
    AA = 2*m*e*o.^2;
    BB = 1+(o*p(2)/p(1)).^2
    CC = p(1)*(1-1 ./BB)-M*o.^2
    DD = o*p(2)./BB
    a = AA./sqrt(CC.^2+DD.^2);
endfunction

// 3) Importation des données
Z=fscanfMat('C:\Users\Gautier\Desktop\Série\brut\brut\01-b.txt');
am=[];
om=[];
for i=1:1:size(Z,1), am = [am,Z(i,2)]; om = [om, Z(i,3)]; end
```

```

am=am';
om=om';
wm = ones(size(Z,1),1);

// 4) Initialisation de (k, nu)
p0 = [1.12632e12;3.5334e6];

// 5) Mise en place de l'algorithme Scilab de la méthode des moindres carrés
// 5.1) Définition de la fonction Somme(||f(M, omega mesuré, k, nu)- u0 mesuré||^2)
function h = fun(p, om, am, wm)
    AA = 2*m*e*om.^2;
    BB = 1+(om*p(2)/p(1)).^2
    CC = p(1)*(1-1 ./BB)-M*om.^2
    DD = om*p(2)./BB
    h = wm.*(AA./sqrt(CC.^2+DD.^2) - am);
endfunction

// 5.2) Création des tableaux stockant les résultats de l'algorithme "leastsq"
[fopt1, popt1, gropt1] = leastsq(1, list(fun,om,am,wm), "b", [1;1e-5], [%inf;%inf],
p0, "qn")
[fopt2, popt2, gropt2] = leastsq(1, list(fun,om,am,wm), "b", [1;1e-5], [%inf;%inf],
p0, "gc")
[fopt5, popt5, gropt5] = leastsq(1, list(fun,om,am,wm), p0, "qn")
[fopt6, popt6, gropt6] = leastsq(1, list(fun,om,am,wm), p0, "gc")

// 6) Représentation graphique
// 6.1) Création des tableaux [omega, y=f(M, omega, k optimisé, nu optimisé)]
oo = linspace(180,950,78).';
aaopt1 = alpha (oo, popt1);
aaopt2 = alpha (oo, popt2);
aaopt5 = alpha (oo, popt5);
aaopt6 = alpha (oo, popt6);

// 6.2) Tracé des courbes y=f(M,omega, k optimisé, nu optimisé)
scf(0);
clf();
plot2d(om, am, style=-2) // les données
plot2d(oo, aaopt1, style=26) // p optimisé par qn et borné en marron
plot2d(oo, aaopt5, style=3) // p optimisé par qn et non borné en vert pomme
xtitle("vert = popt5 (qn non borné) ; marron = popt1 (qn borné)")
scf(1);
clf();
plot2d(om, am, style=-2) // les données
plot2d(oo, aaopt2, style=10) // p optimisé par gc et borné en bleu
plot2d(oo, aaopt6, style=29) // p optimisé par gc et non borné en rose
xtitle("rose = popt6 (gc non borné) ; bleu = (popt2 gc borné)")

```

ANNEXE 2 : COURBES $u_0 = f(M, \omega, k, \nu)$

MODELE SERIE

DONNEES BRUTES

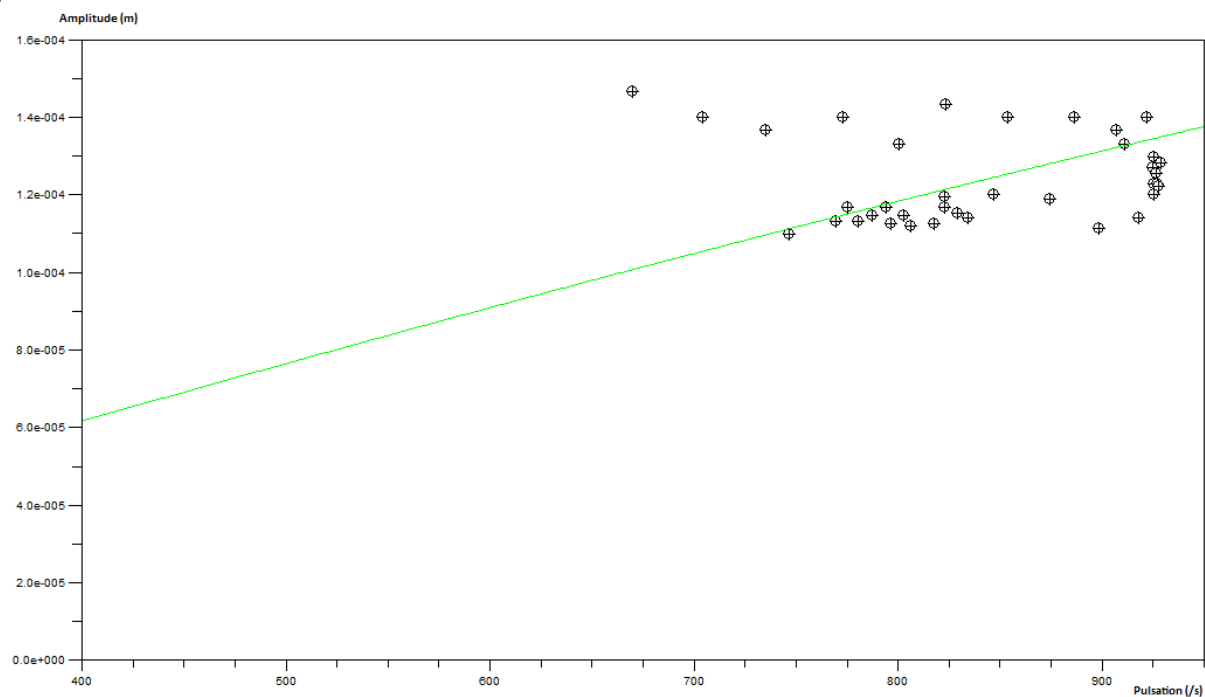


Figure 41 : Essai 01-a - Domaine de fonctionnement

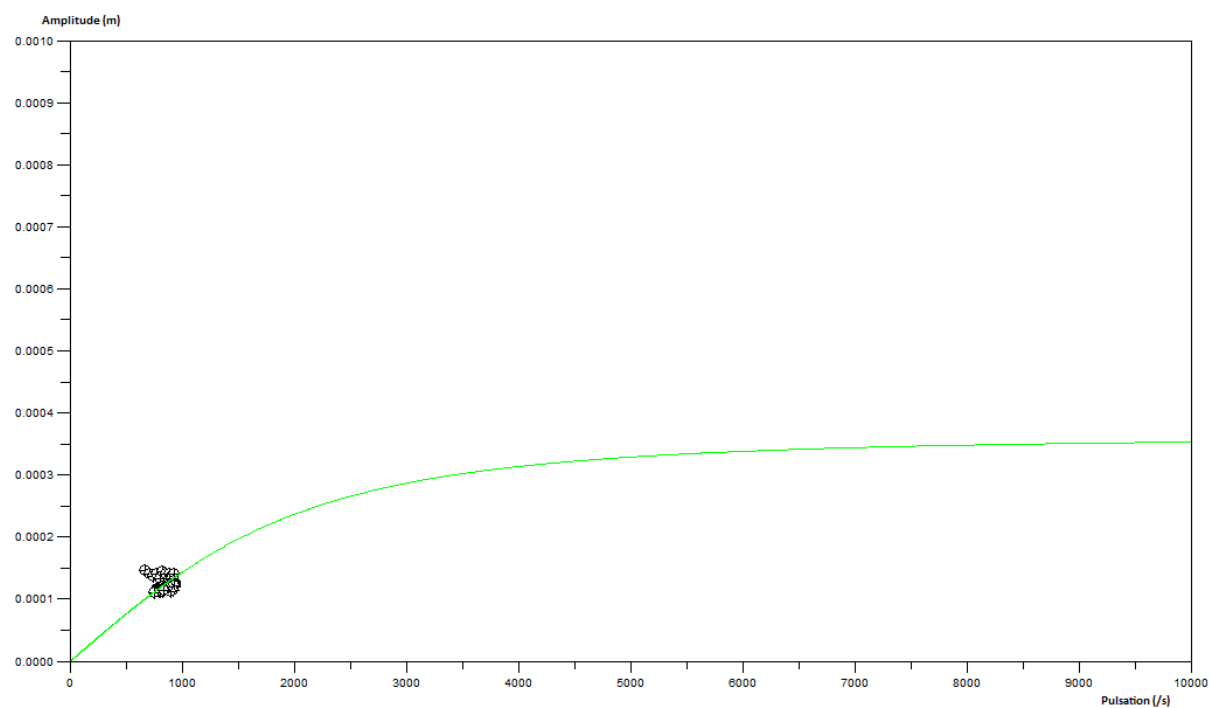


Figure 42 : Essai 01-a - Allure générale

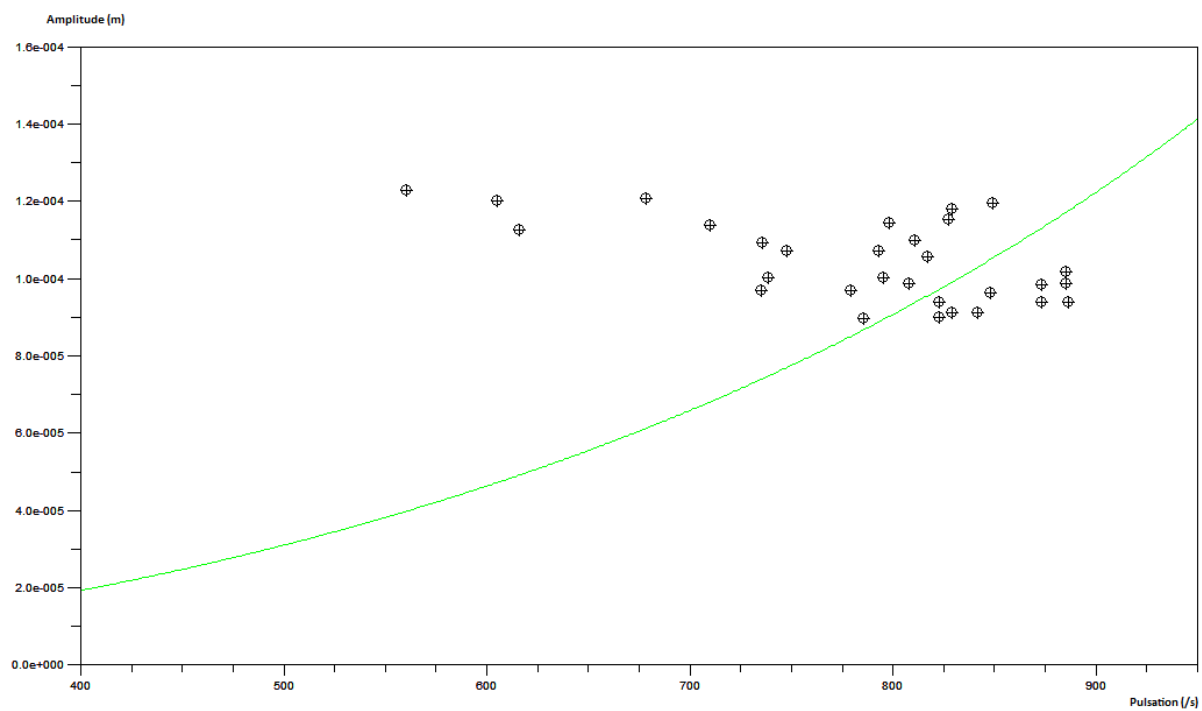


Figure 43 : Essai 01-b - Domaine de fonctionnement

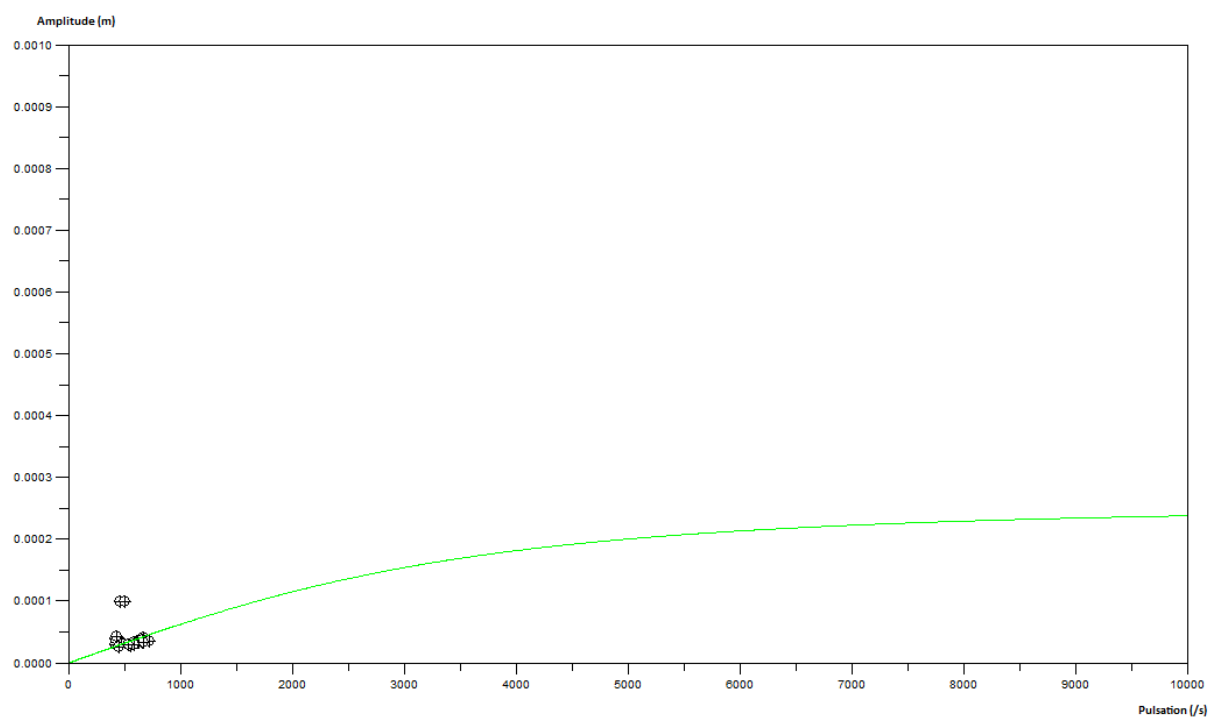


Figure 44 : Essai 01-b - Allure générale

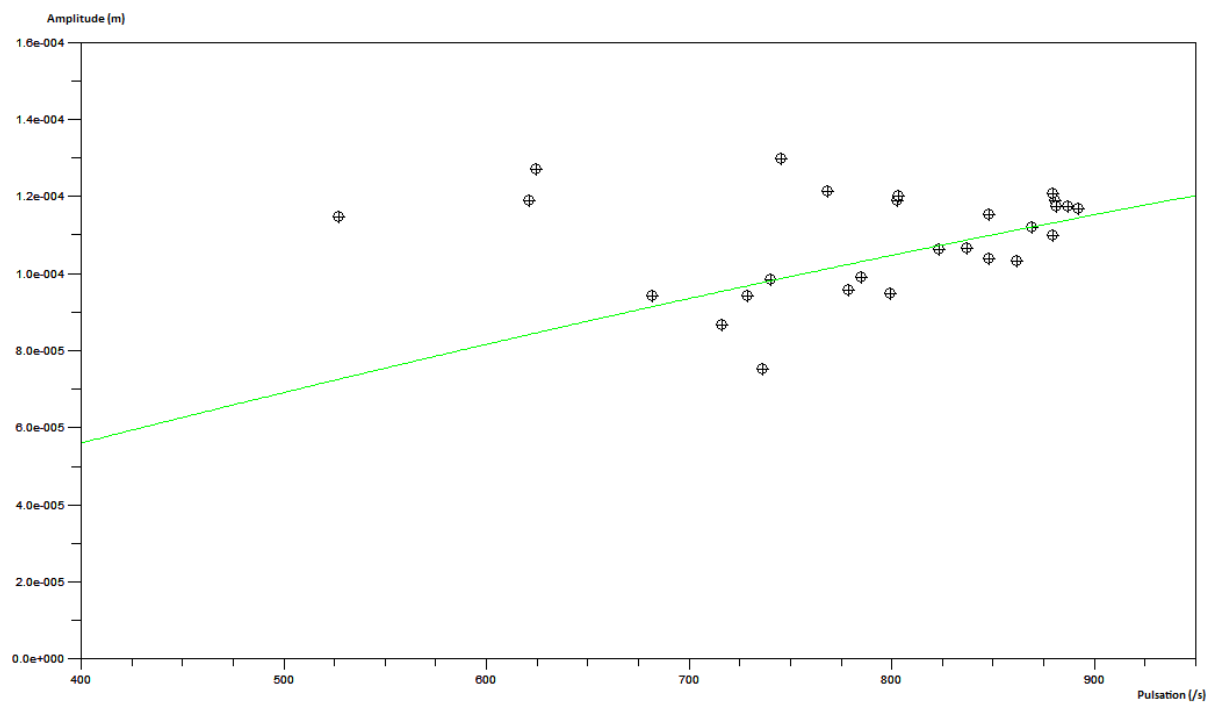


Figure 45 : Essai 01-c - Domaine de fonctionnement

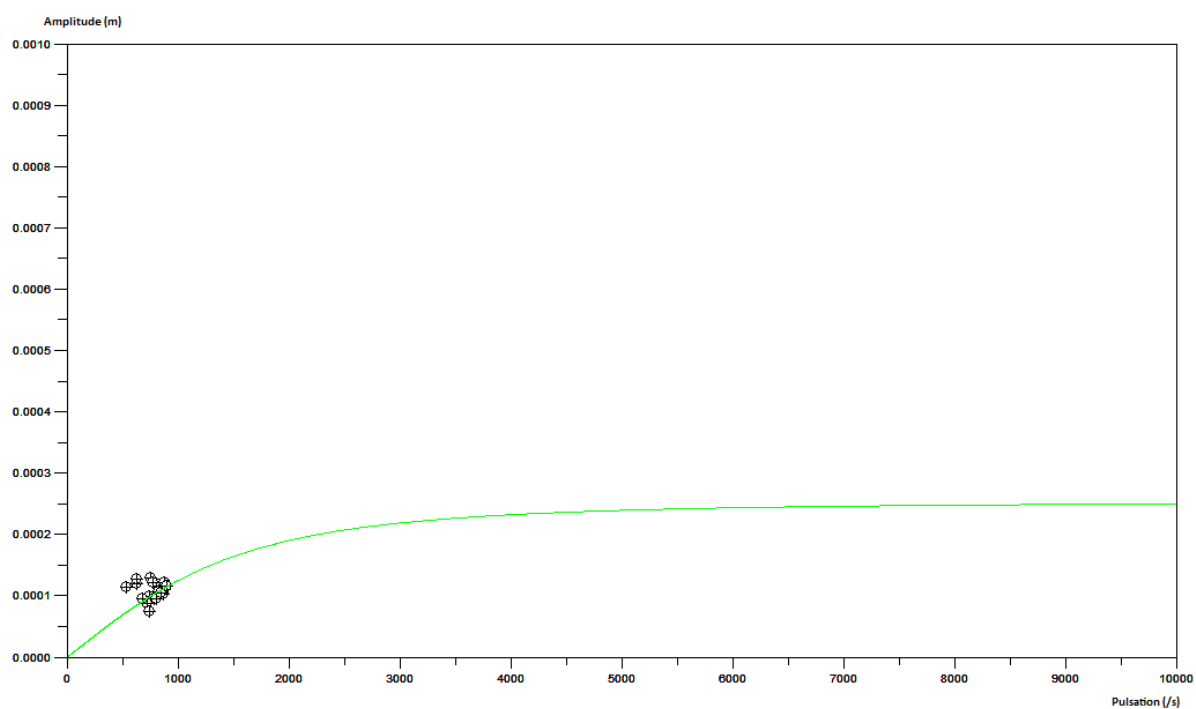


Figure 46 : Essai 01-c - Allure générale

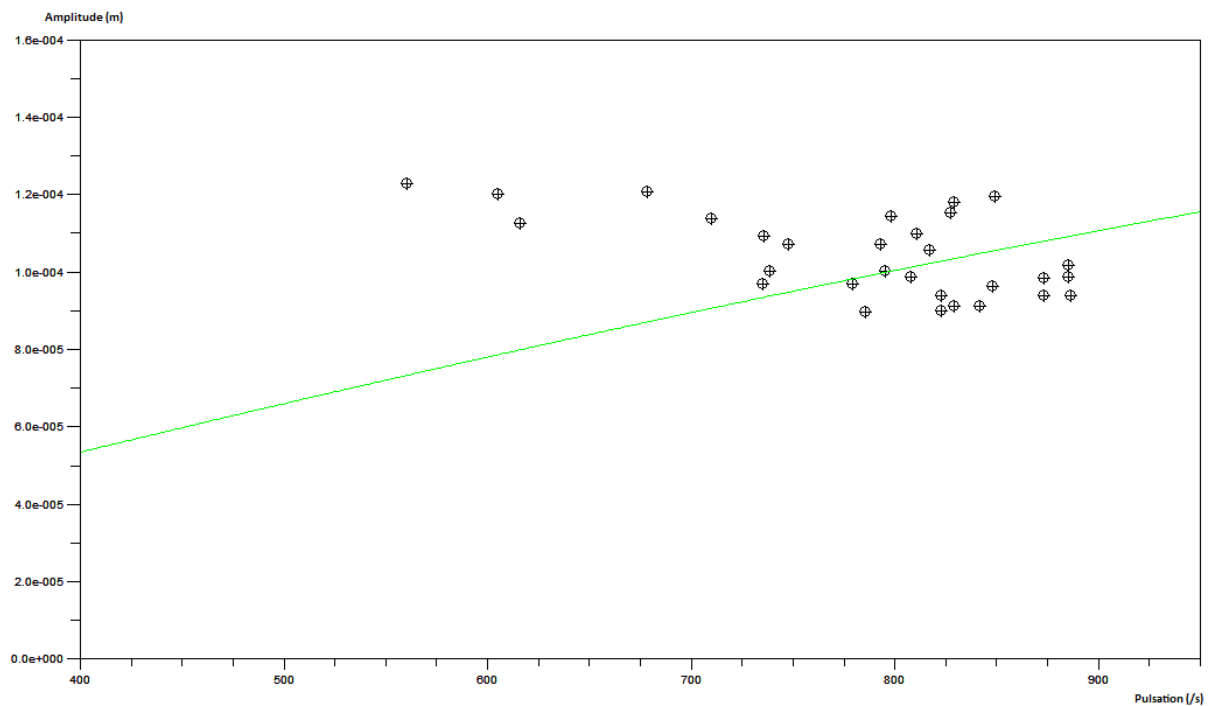


Figure 47 : Essai 02 - Domaine de fonctionnement

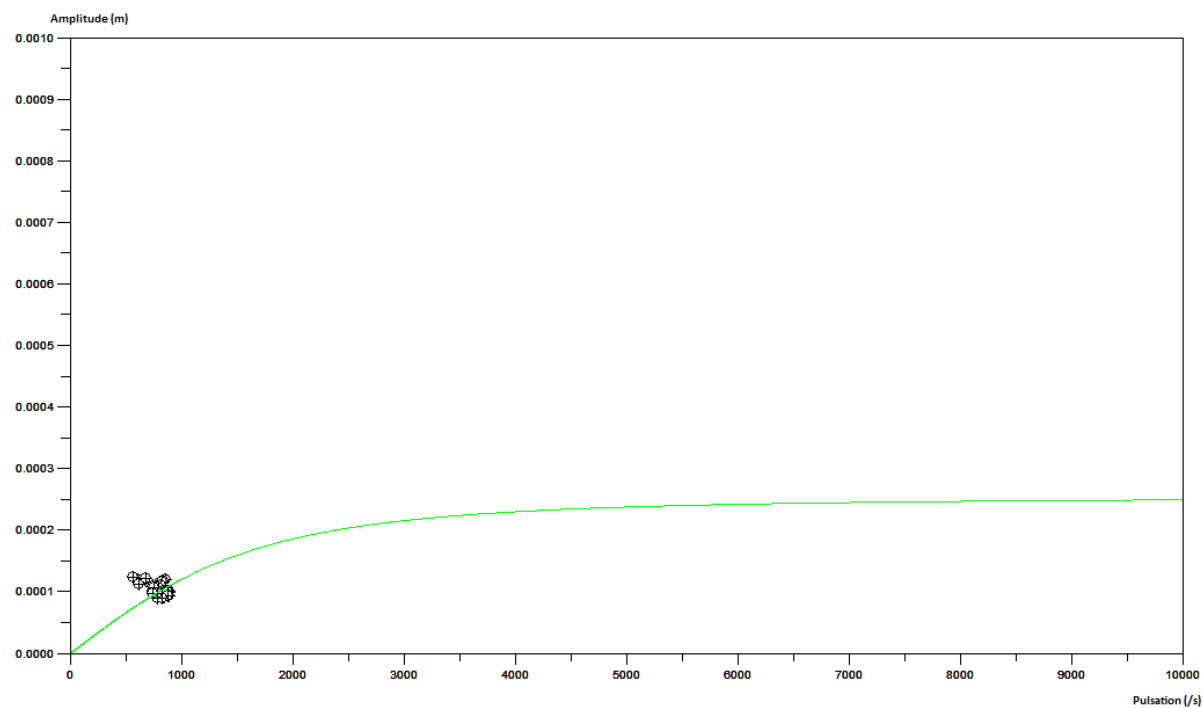


Figure 48 : Essai 02 - Allure générale

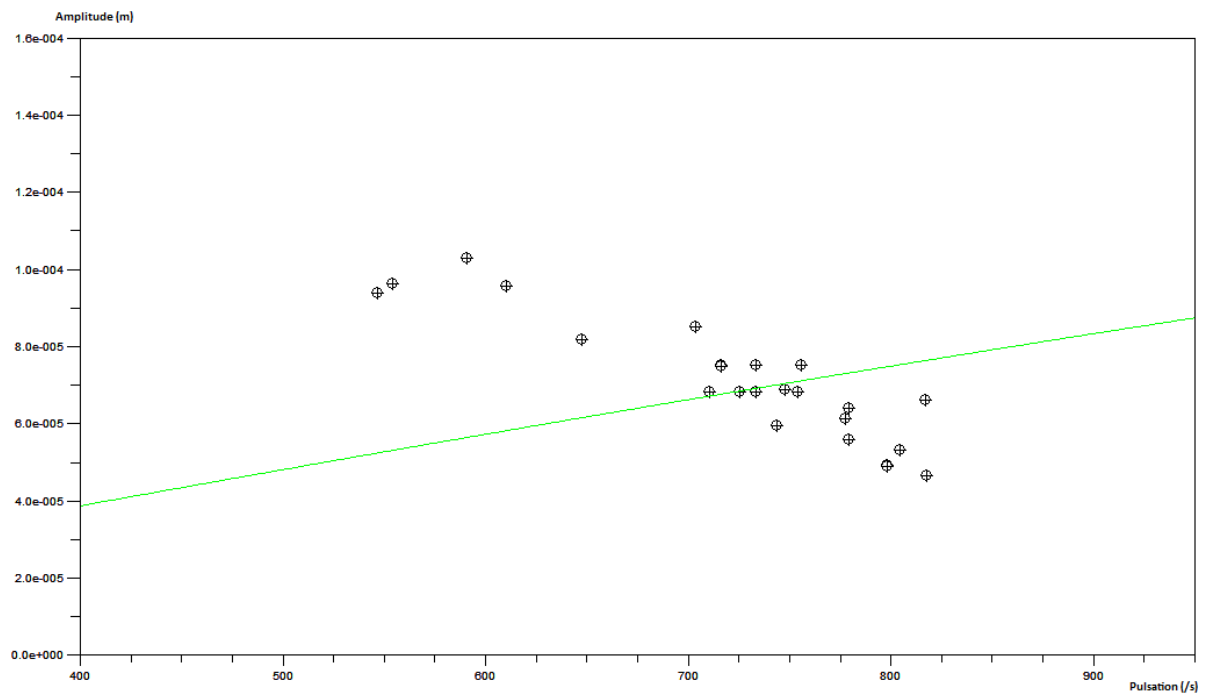


Figure 49 : Essai 03 - Domaine de fonctionnement

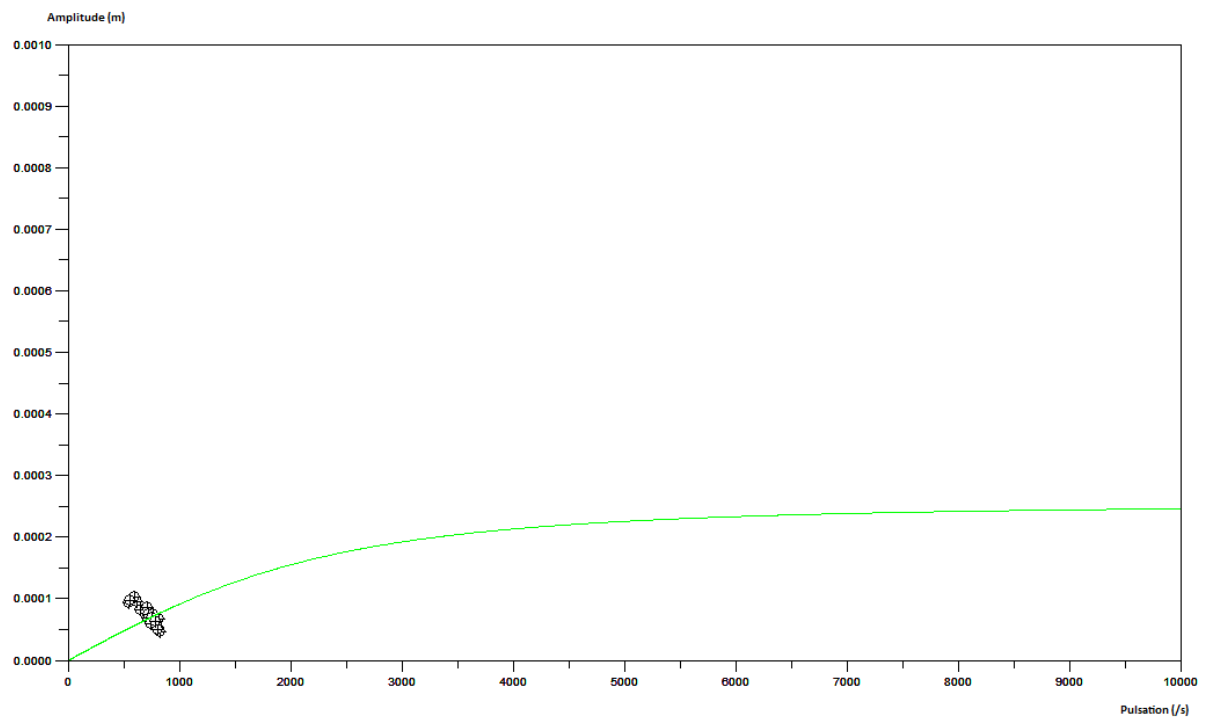


Figure 50 : Essai 03 - Allure générale

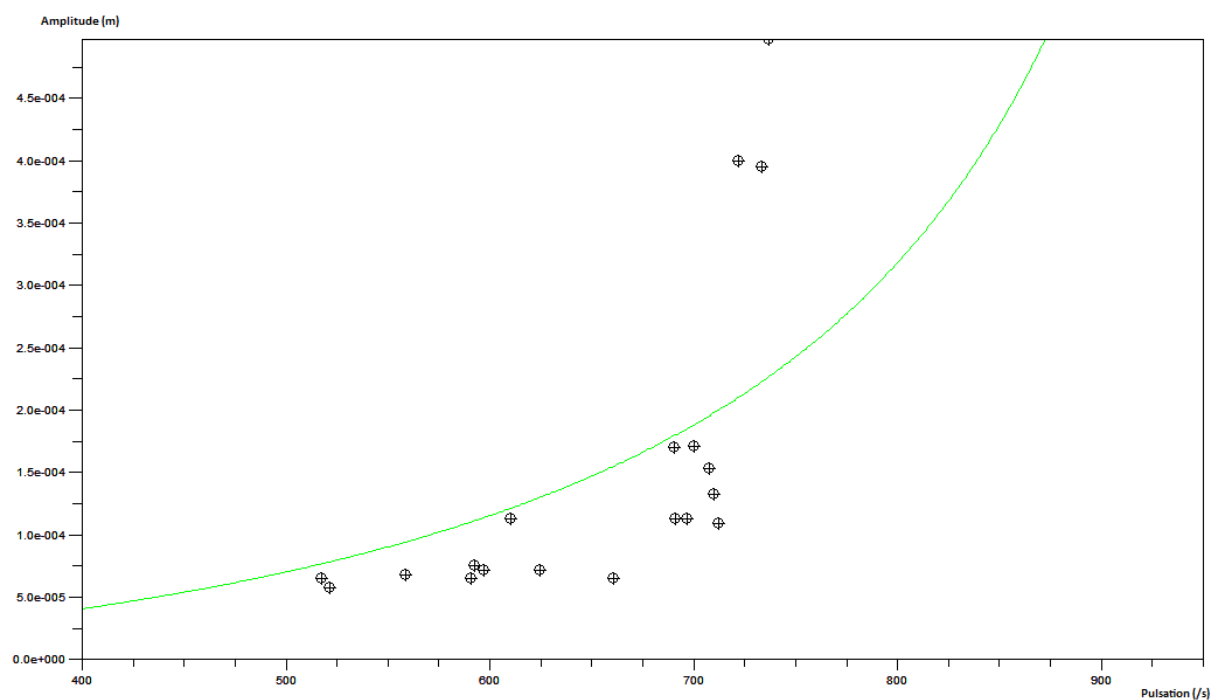


Figure 51 : Essai 04 - Domaine de fonctionnement

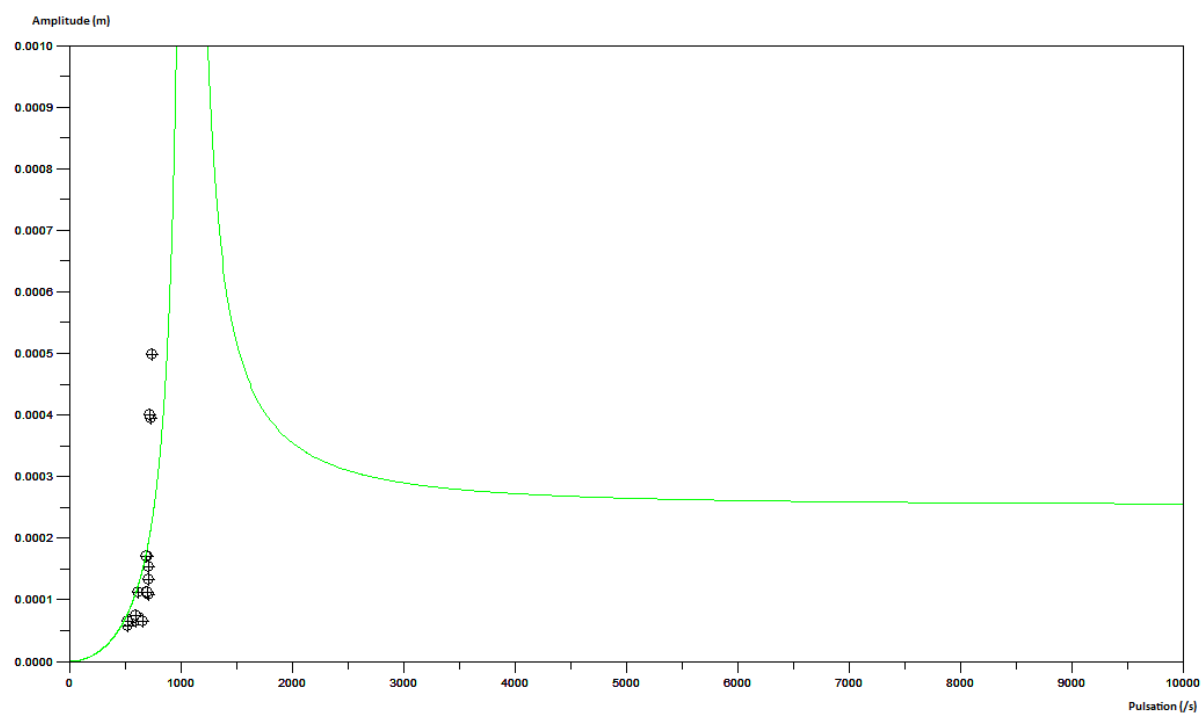


Figure 52 : Essai 04 – Allure générale

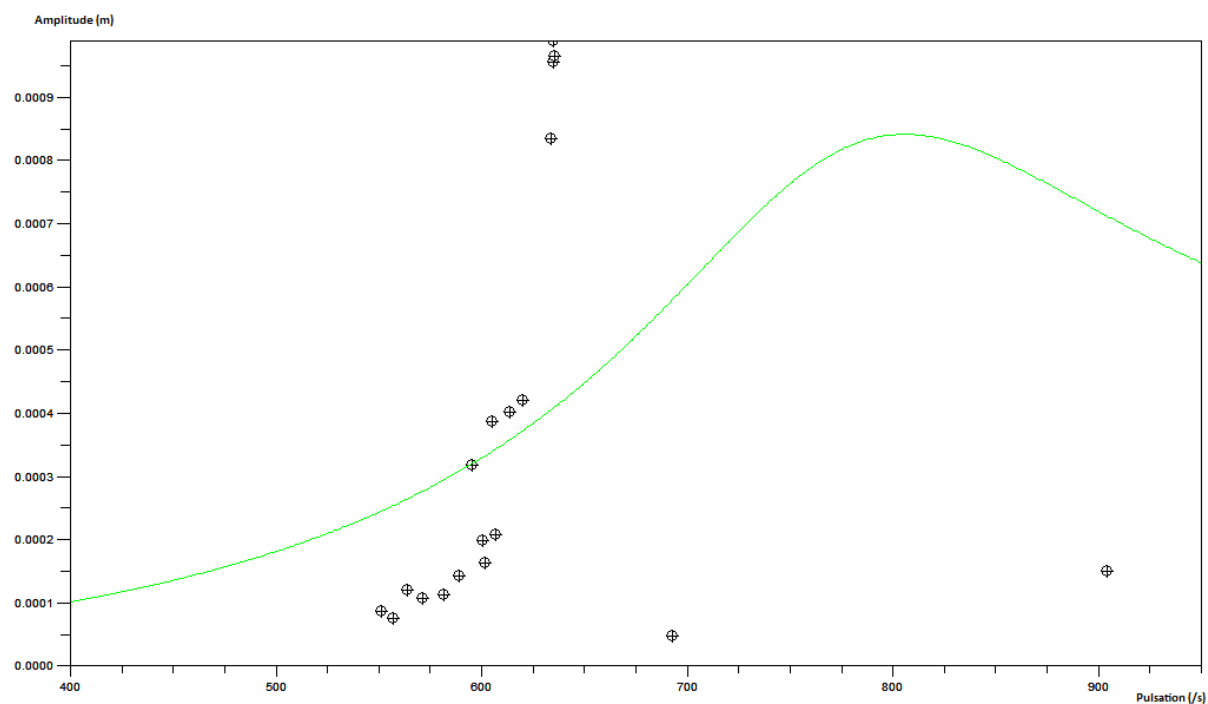


Figure 53 : Essai 05 - Domaine de fonctionnement

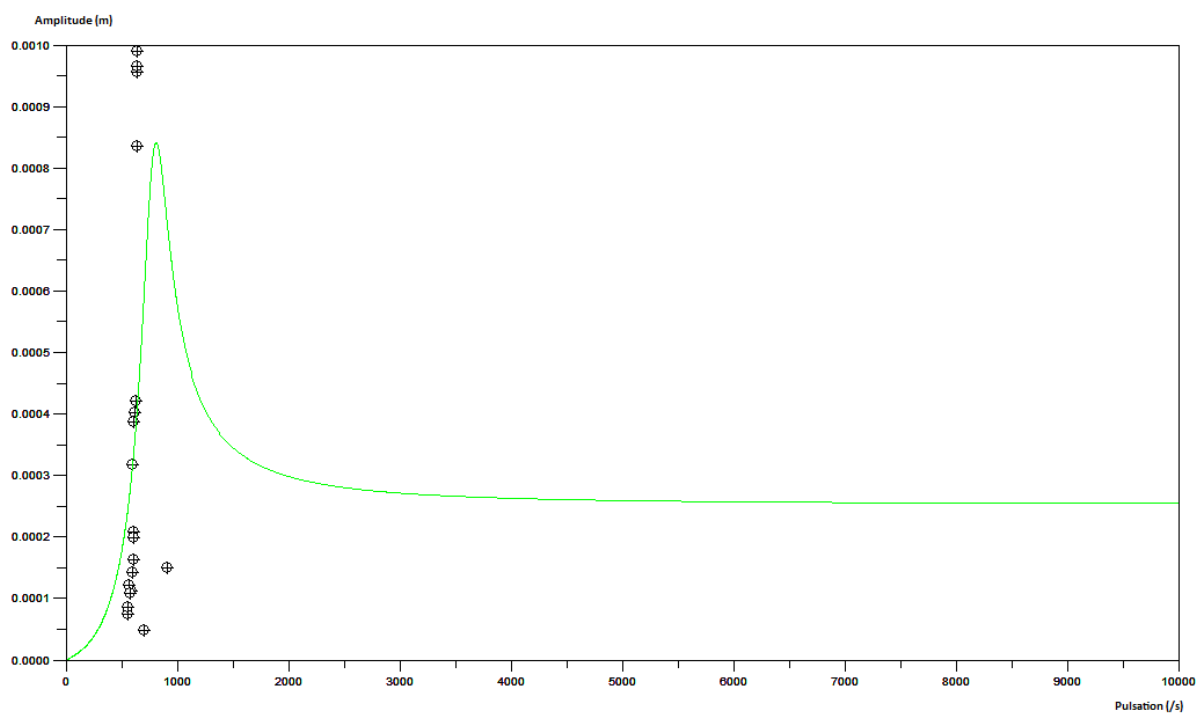


Figure 54 : Essai 05 - Allure générale

DONNEES MODIFIEES

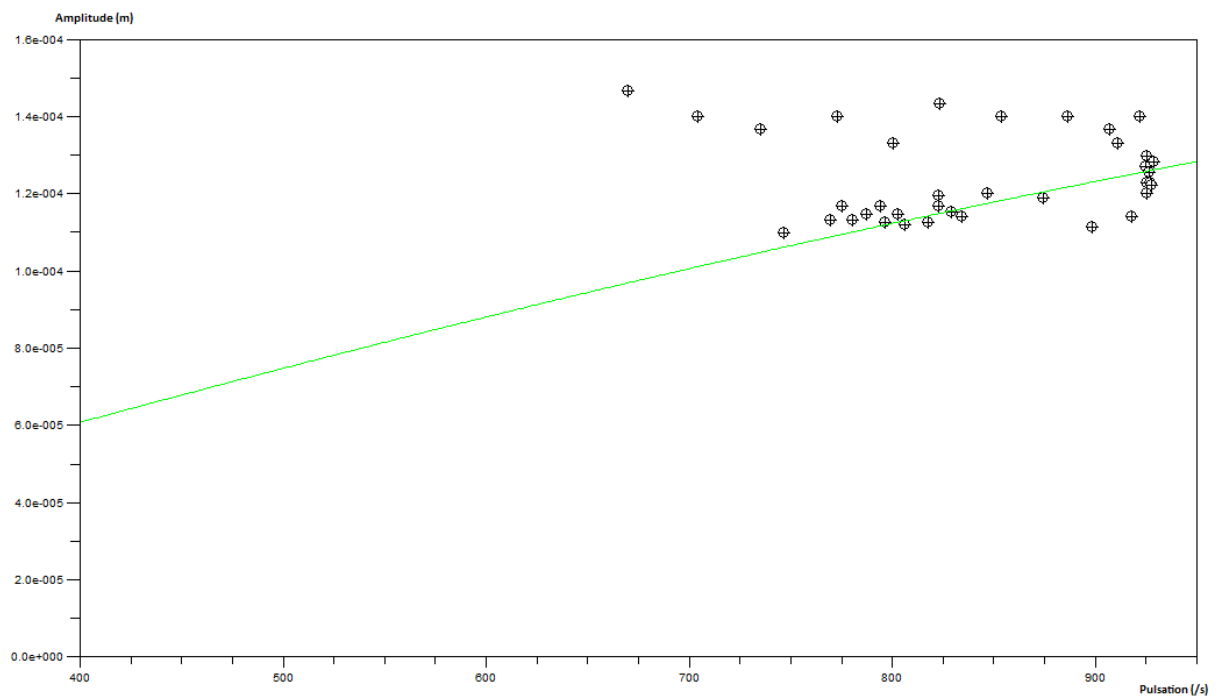


Figure 55 : Essai 01-a - Domaine de fonctionnement

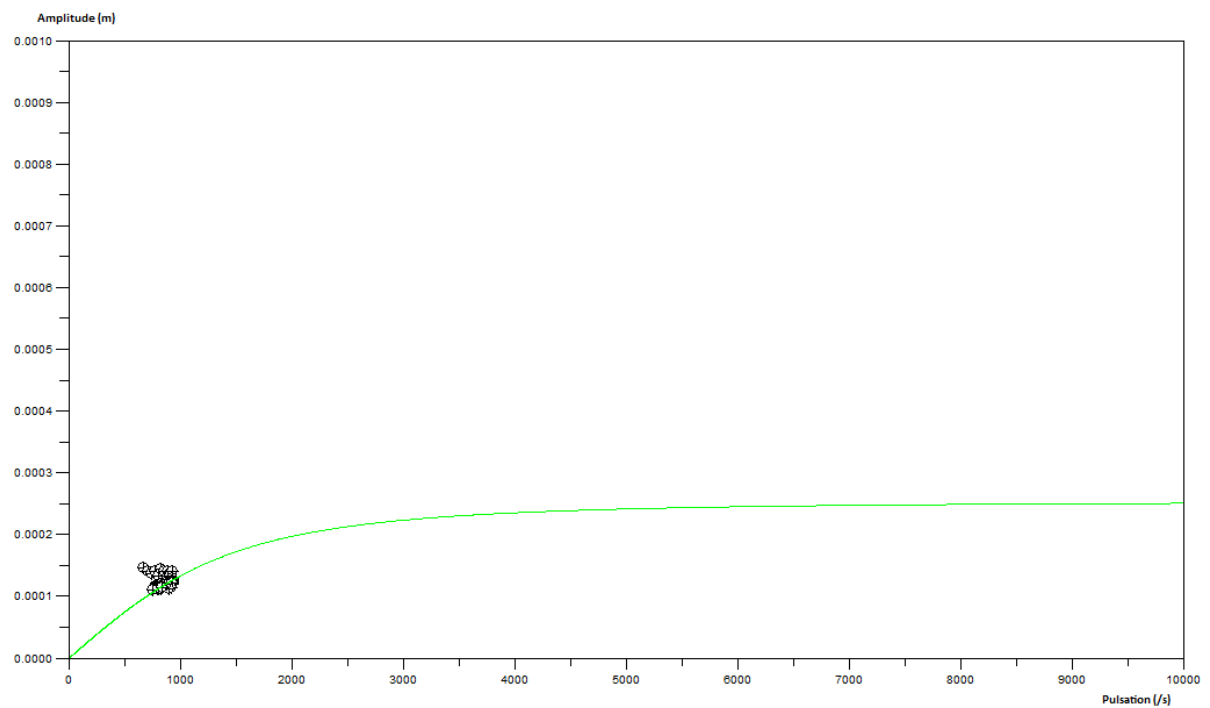


Figure 56 : Essai 01-a - Allure générale

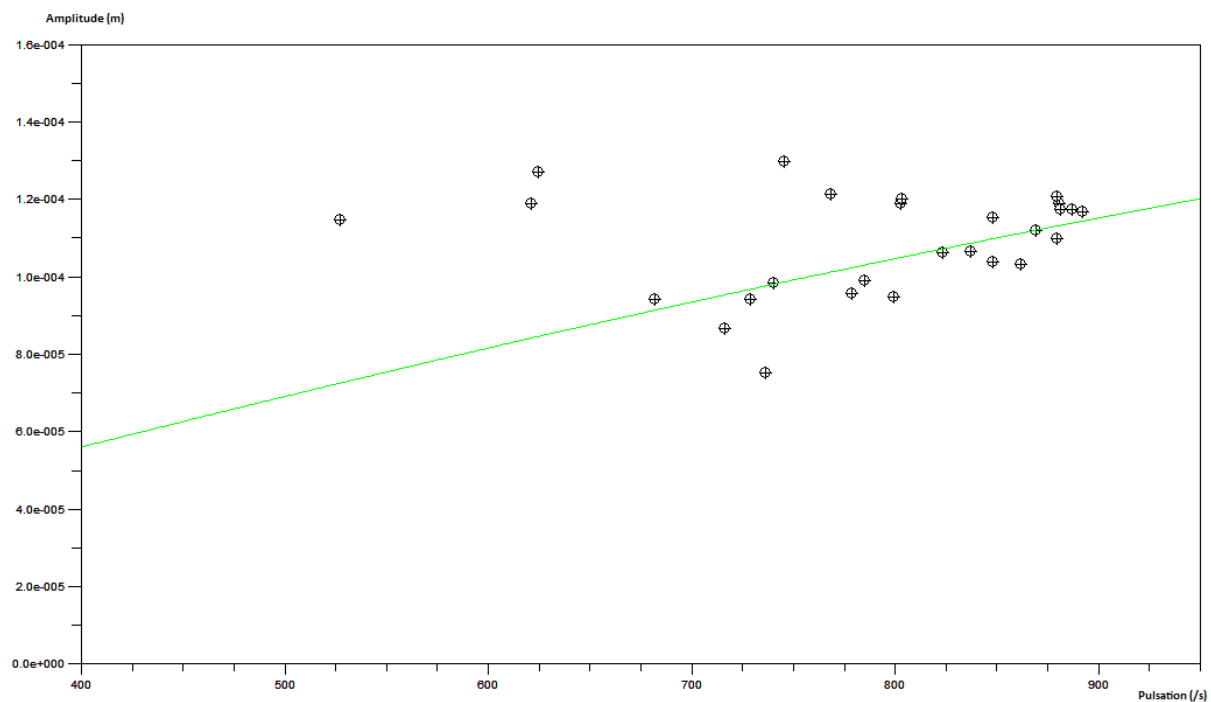


Figure 57 : Essai 01-c - Domaine de fonctionnement

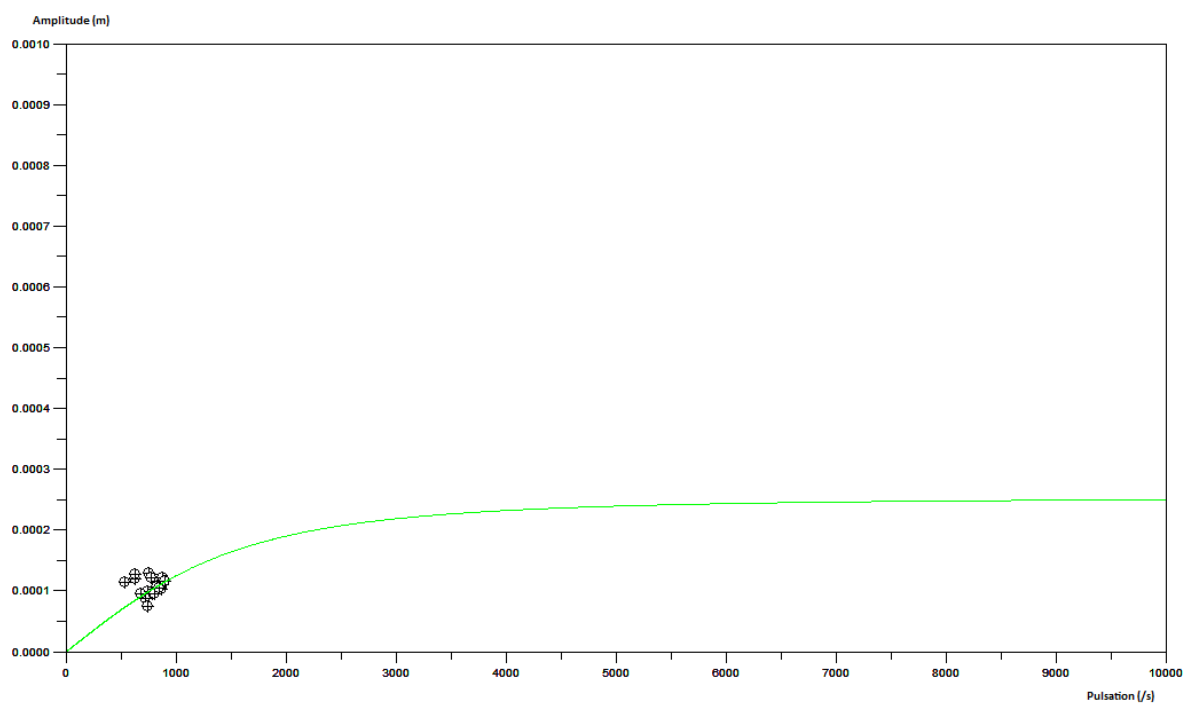


Figure 58 : Essai 01-c - Allure générale

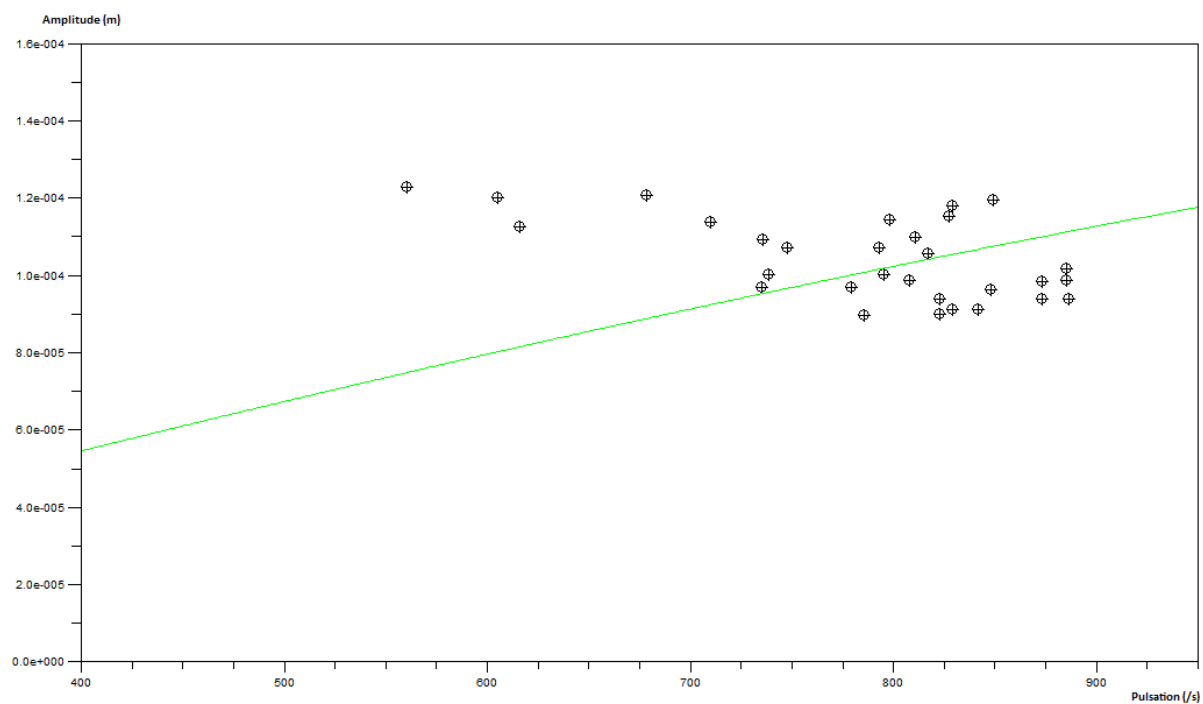


Figure 59 : Essai 02 - Domaine de fonctionnement

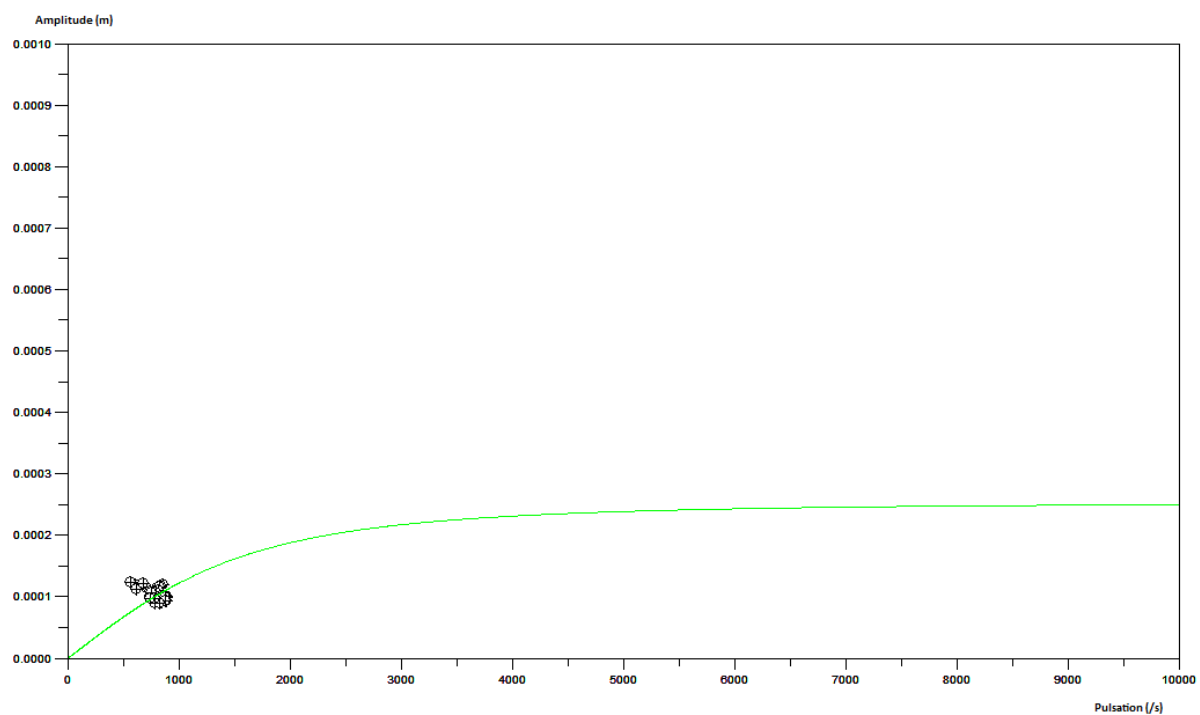


Figure 60 : Essai 02 - Allure générale

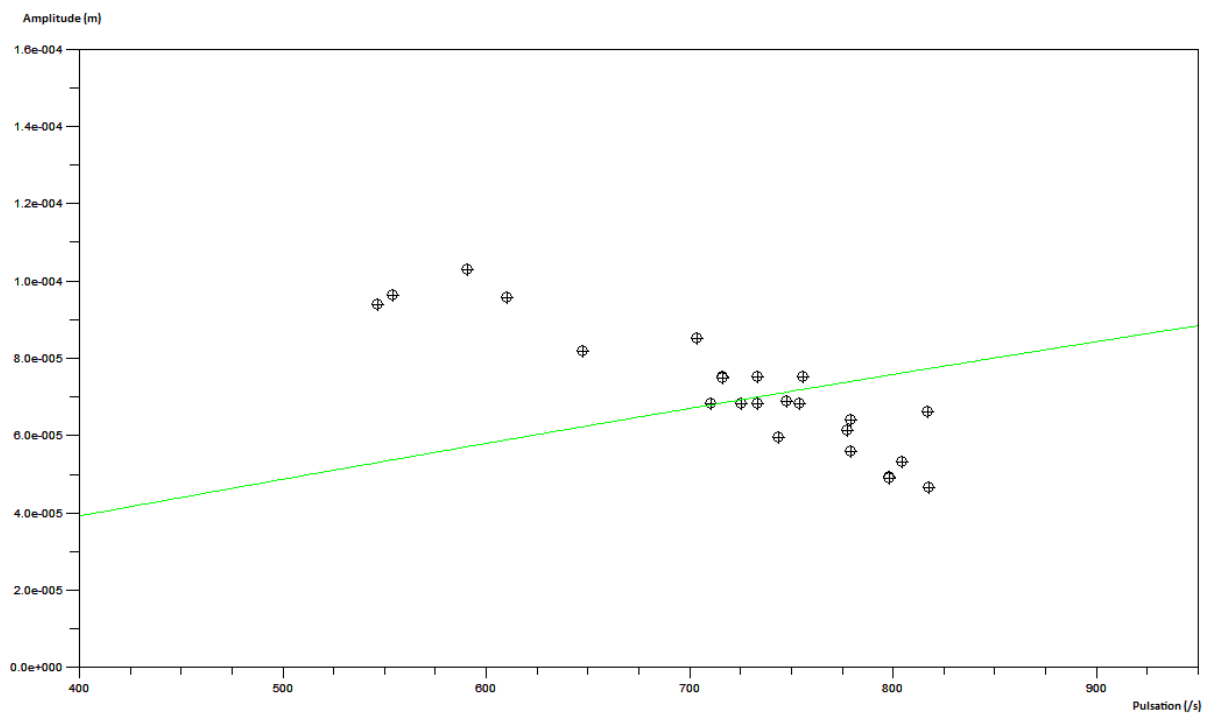


Figure 61 : Essai 03 - Domaine de fonctionnement

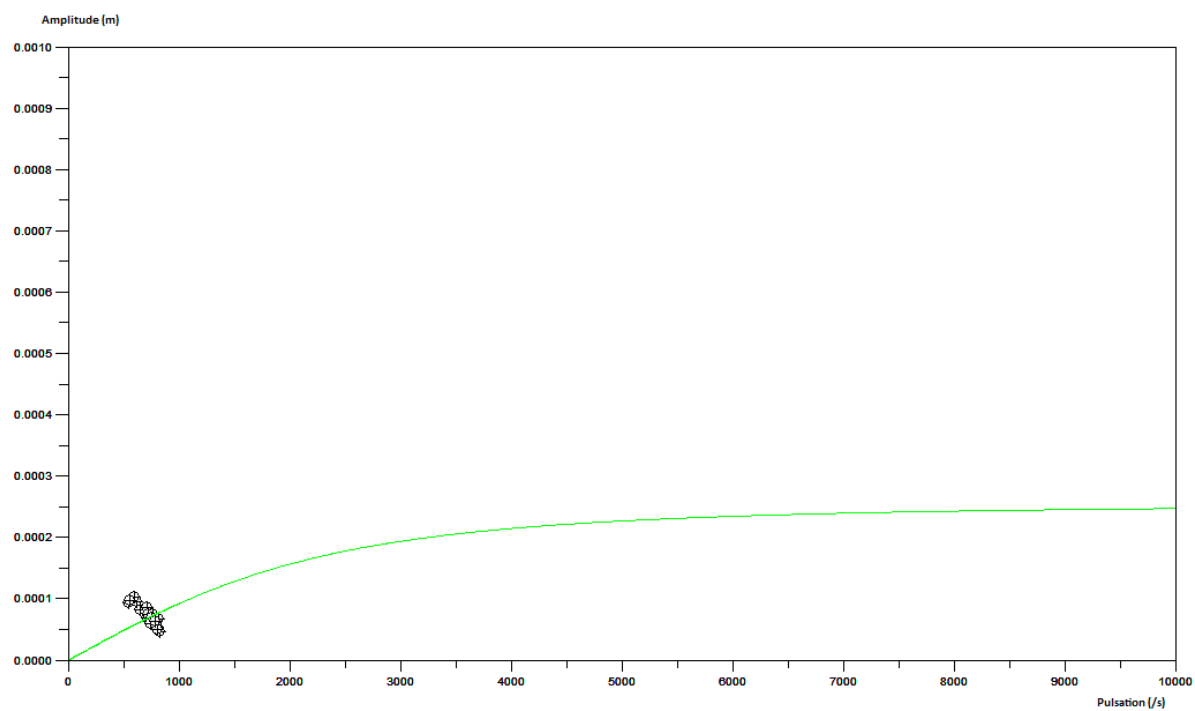


Figure 62 : Essai 03 - Allure générale

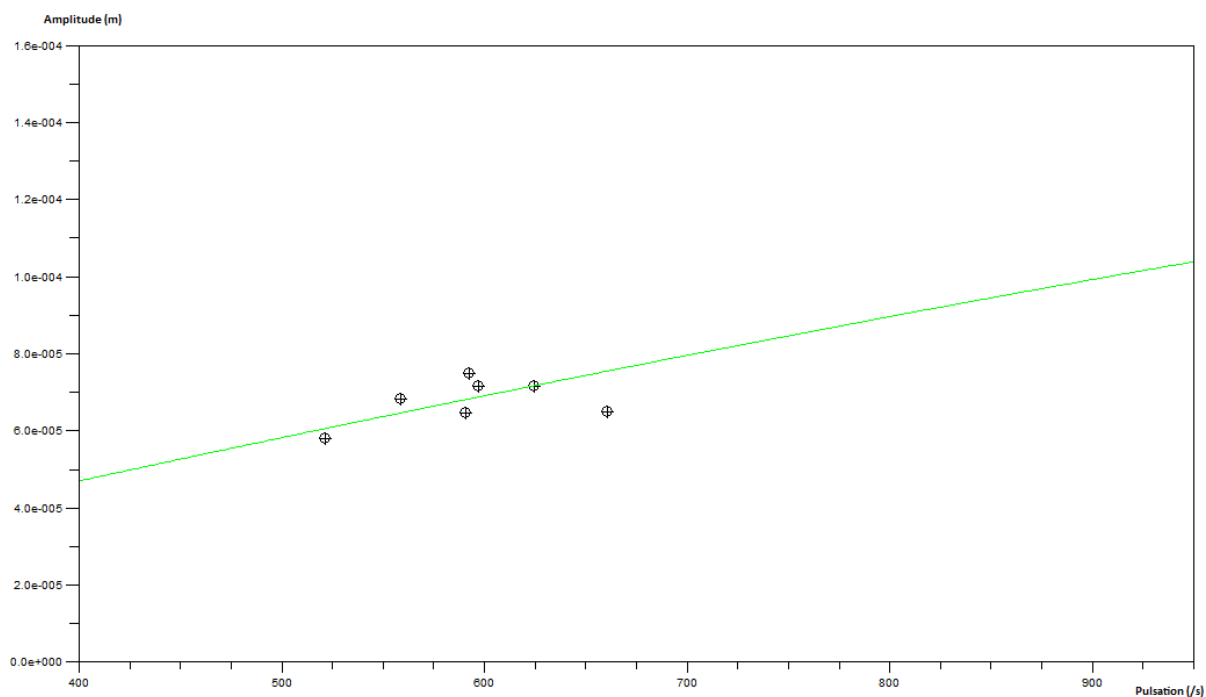


Figure 63 : Essai 04 - Domaine de fonctionnement

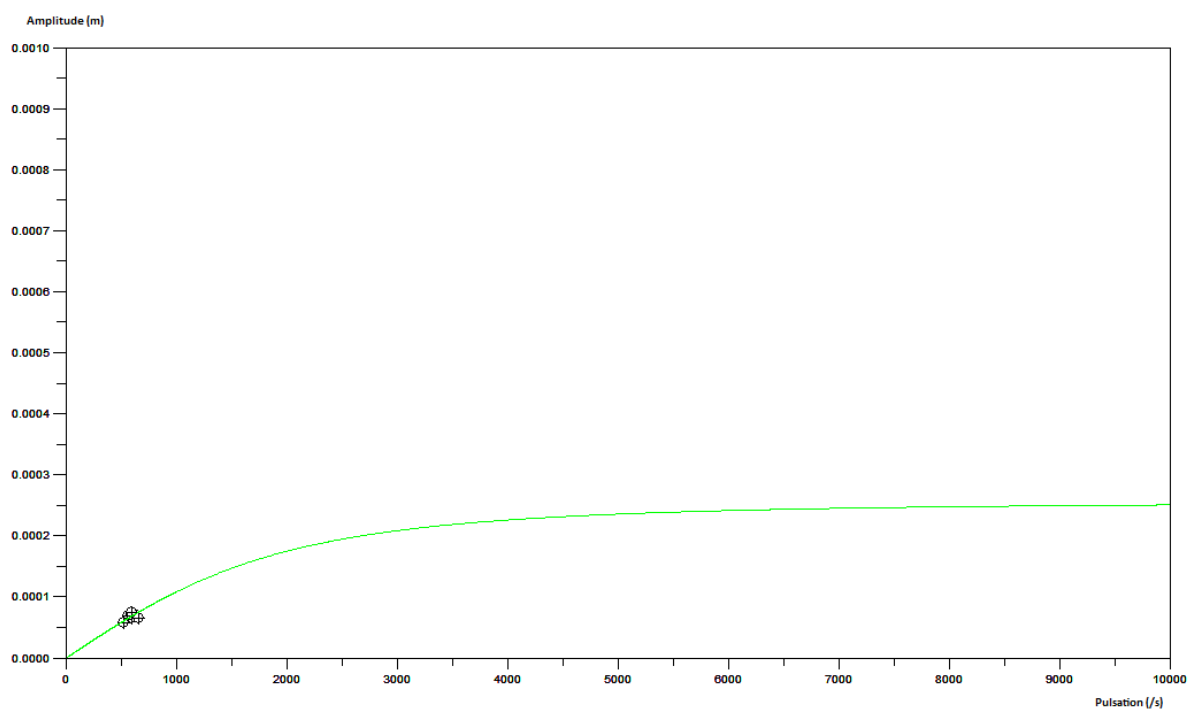


Figure 64 : Essai 04 - Allure générale

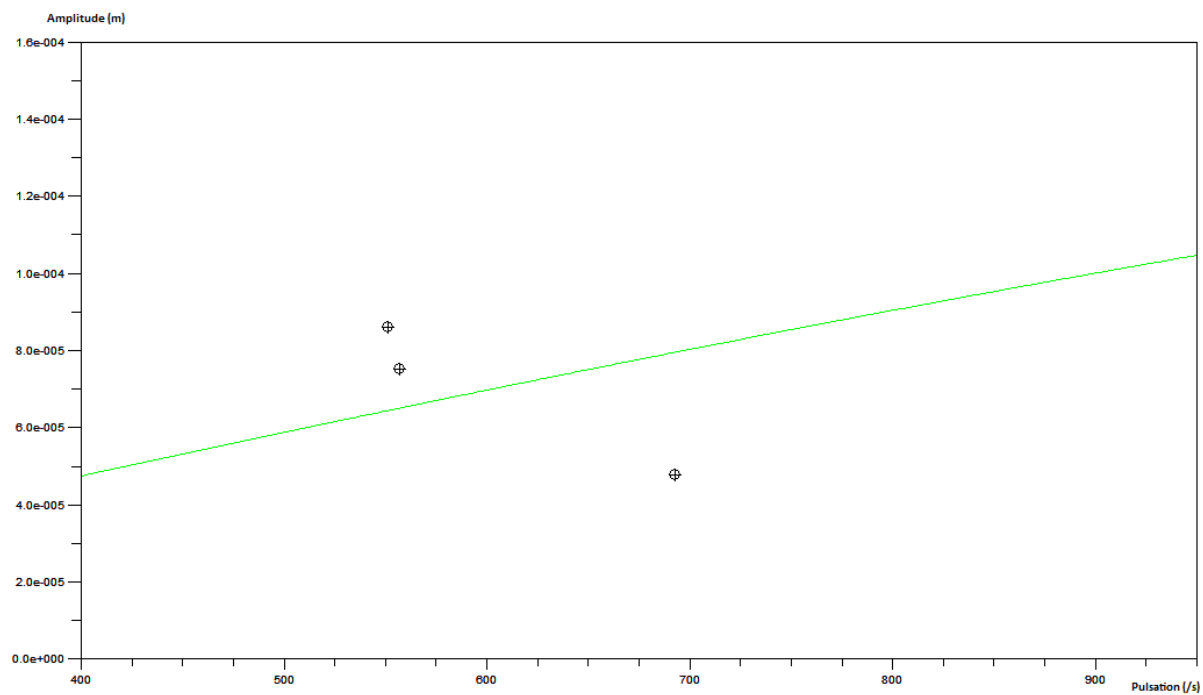


Figure 65 : Essai 05 - Domaine de fonctionnement

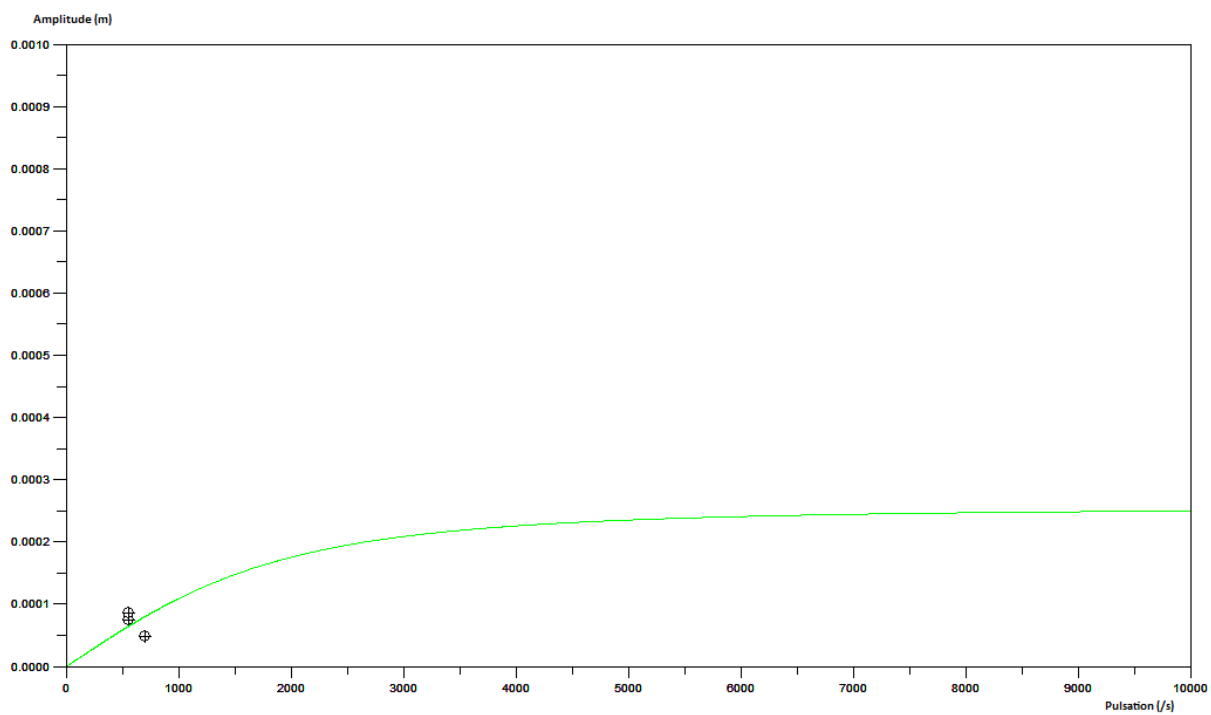


Figure 66 : Essai 05 - Allure générale

DONNEES BRUTES

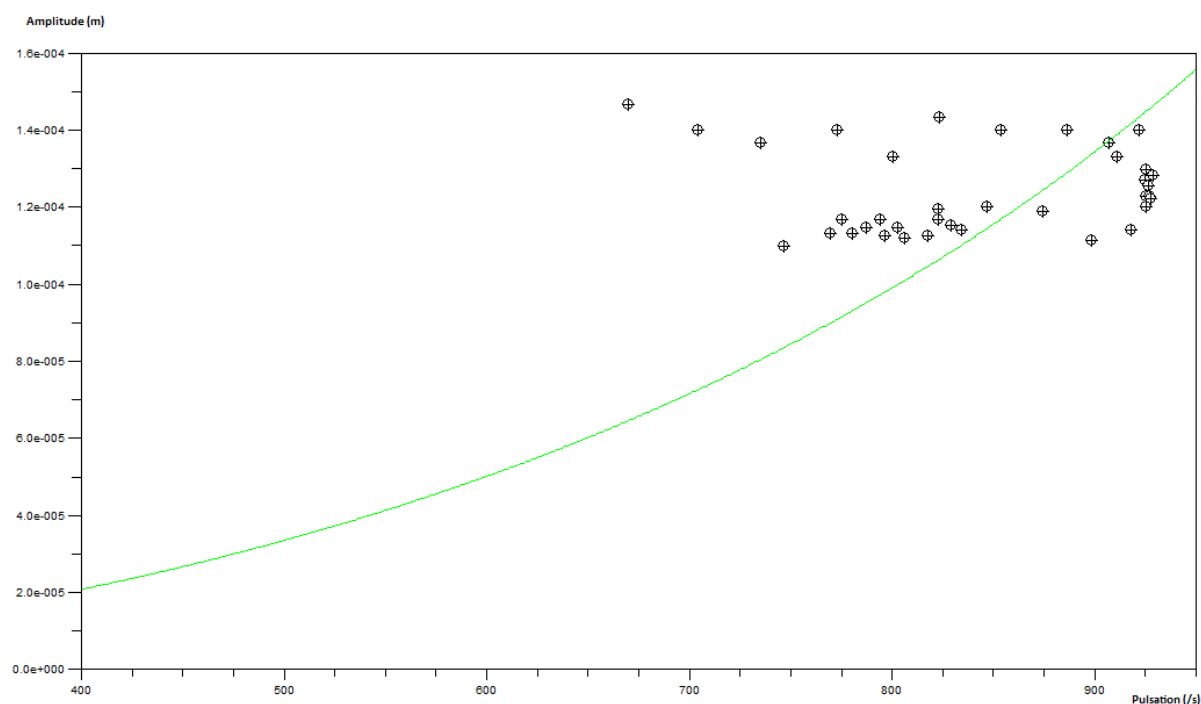


Figure 67 : Essai 01-a - Domaine de fonctionnement

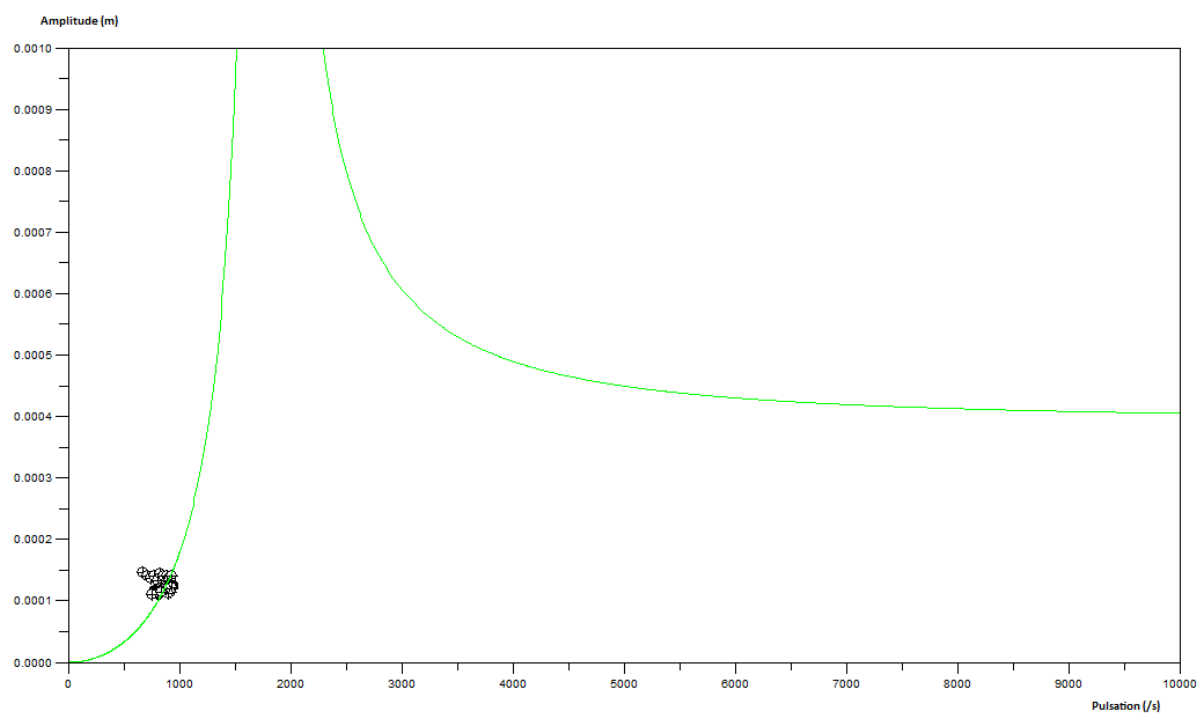


Figure 68 : Essai 01-a - Allure générale

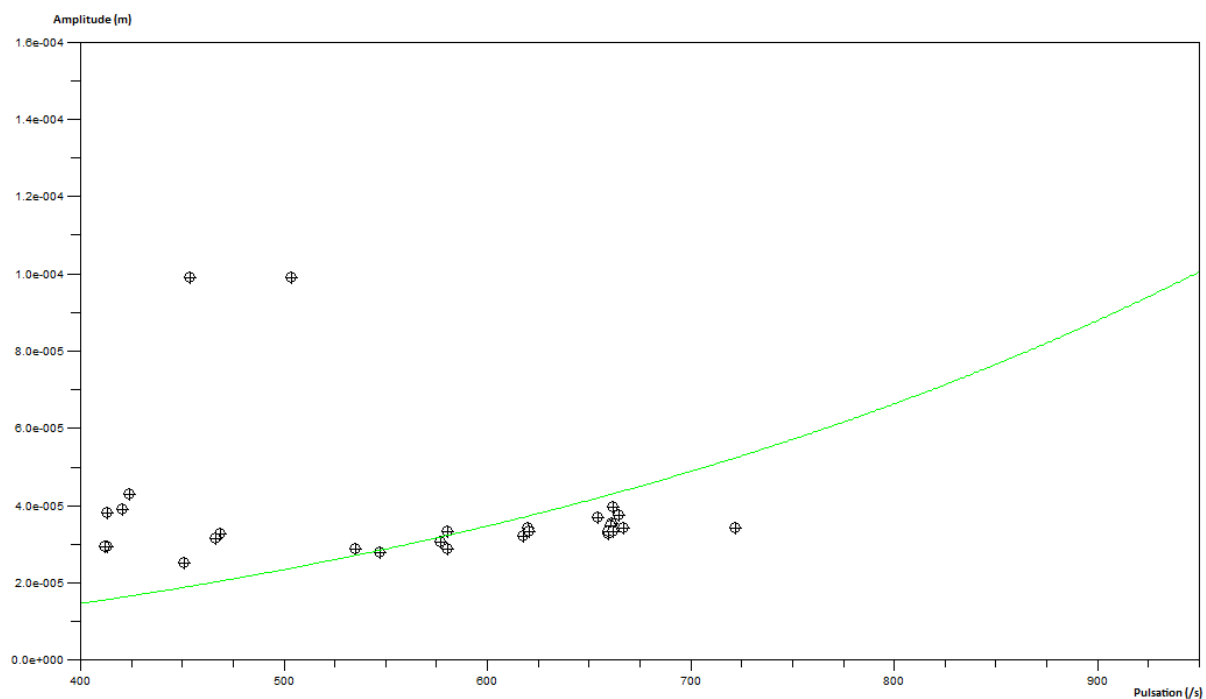


Figure 69 : Essai 01-b - Domaine de fonctionnement

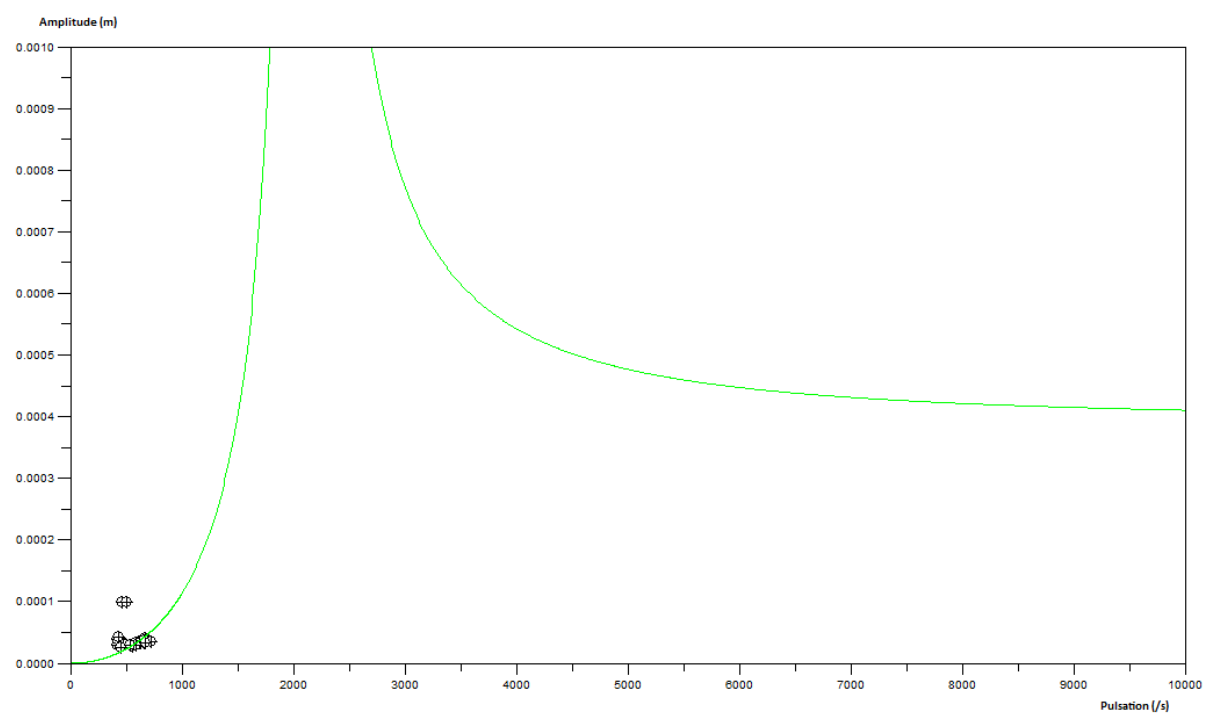


Figure 70 : Essai 01-b - Allure générale

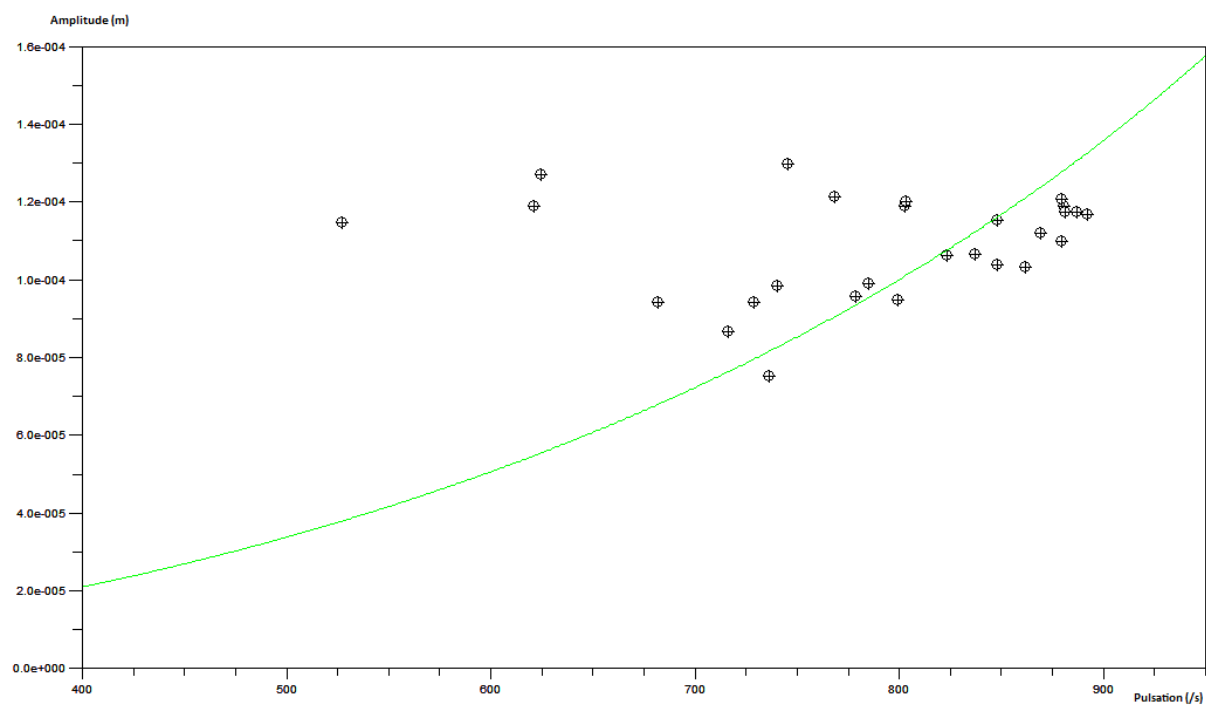


Figure 71 : Essai 01-c - Domaine de fonctionnement

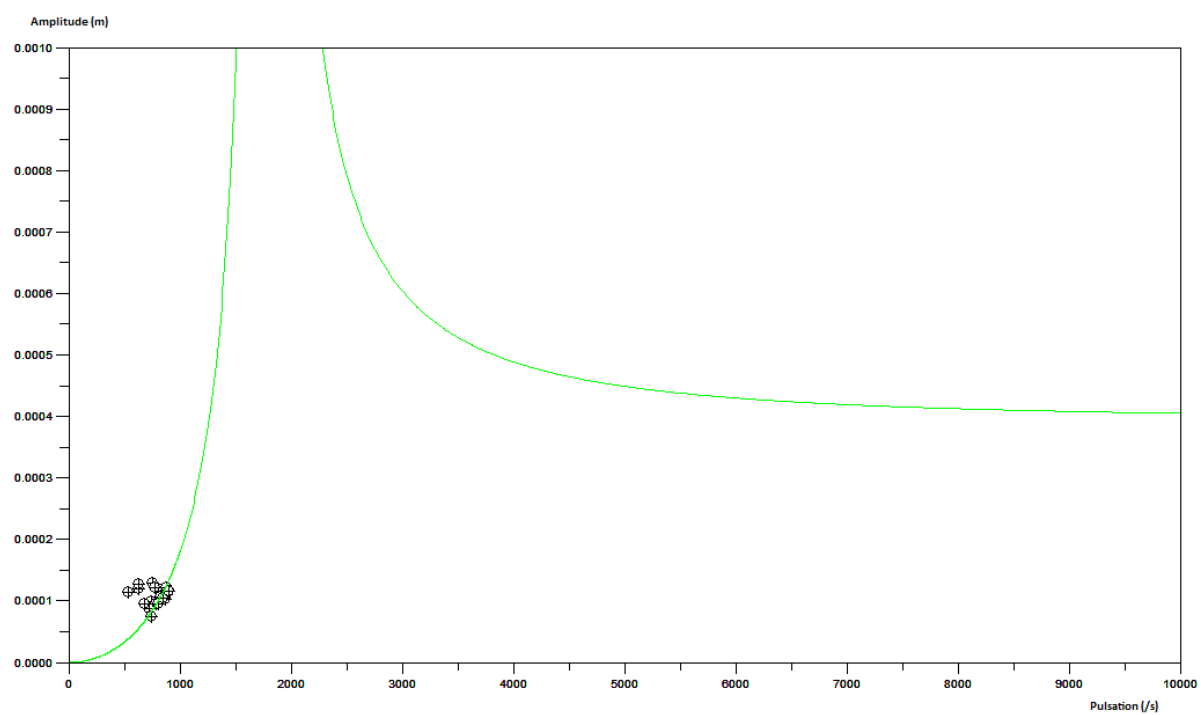


Figure 72 : Essai 01-c - Allure générale

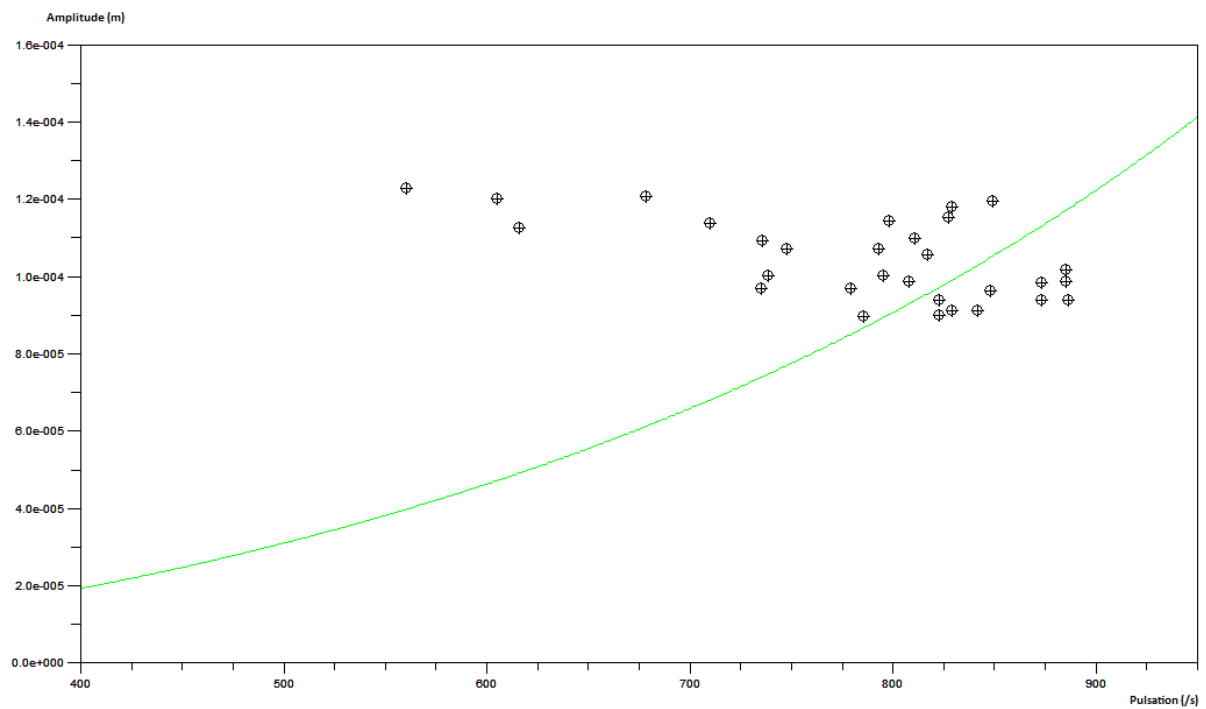


Figure 73 : Essai 02 – Domaine de fonctionnement

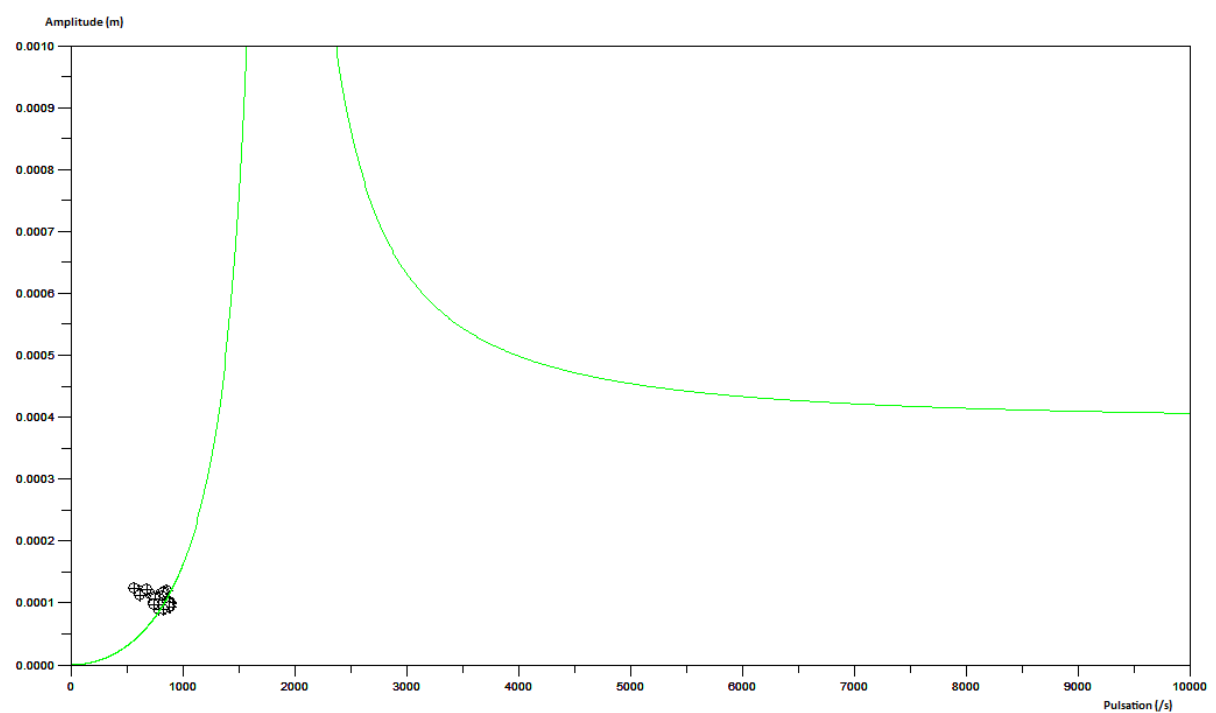


Figure 74 : Essai 02 - Allure générale

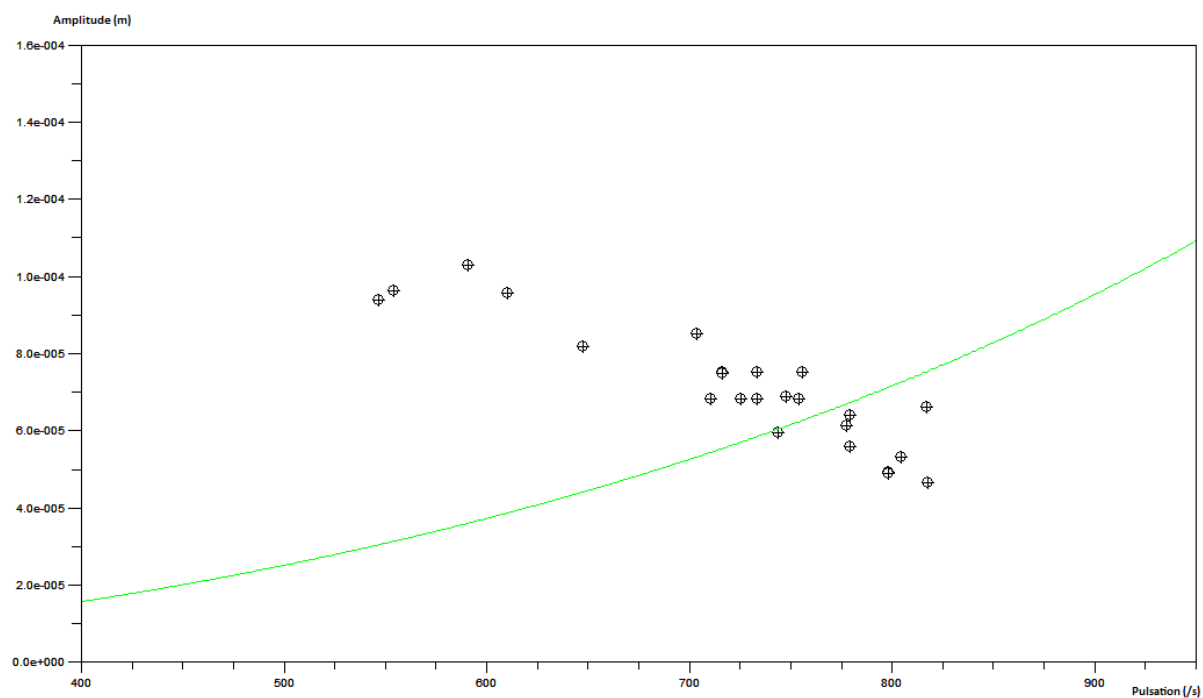


Figure 75 : Essai 03 - Domaine de fonctionnement

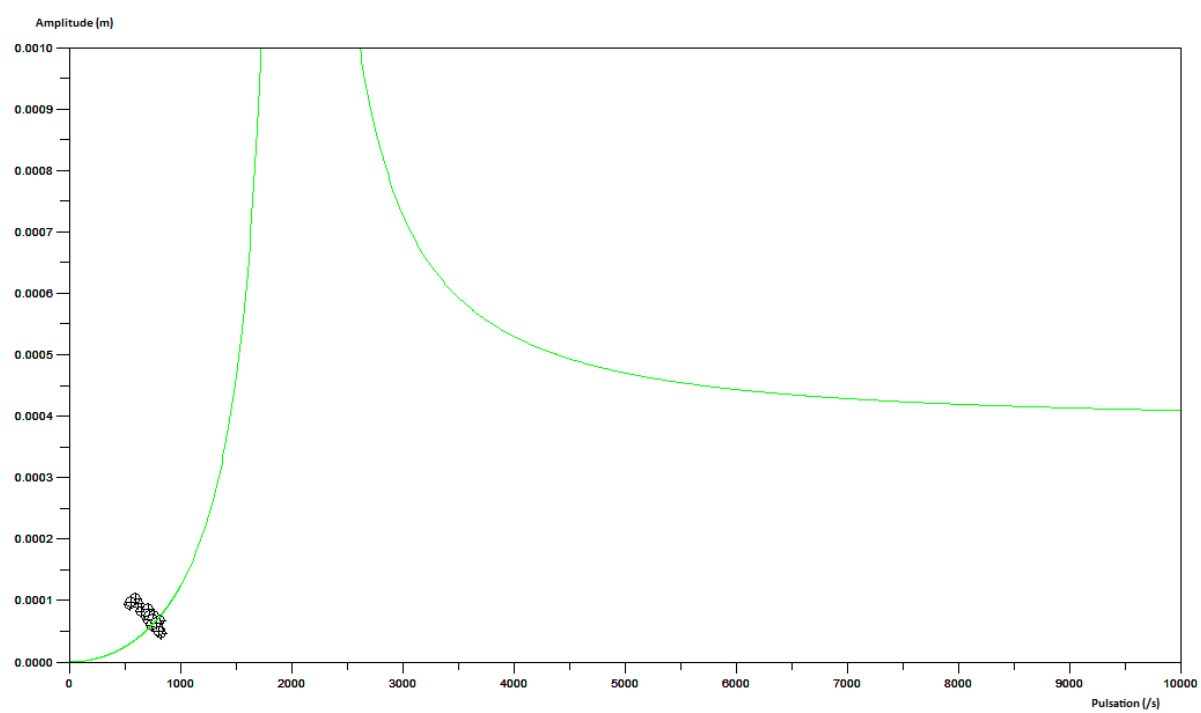


Figure 76 : Essai 03 - Allure générale

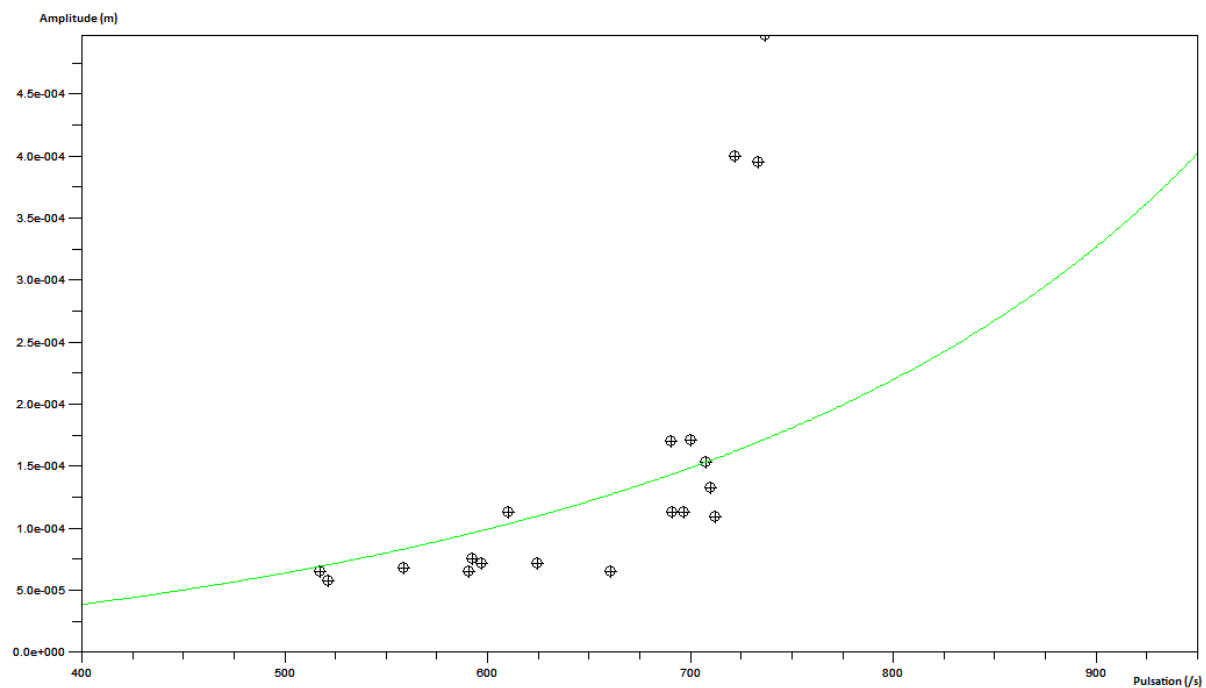


Figure 77 : Essai 04 - Domaine de fonctionnement

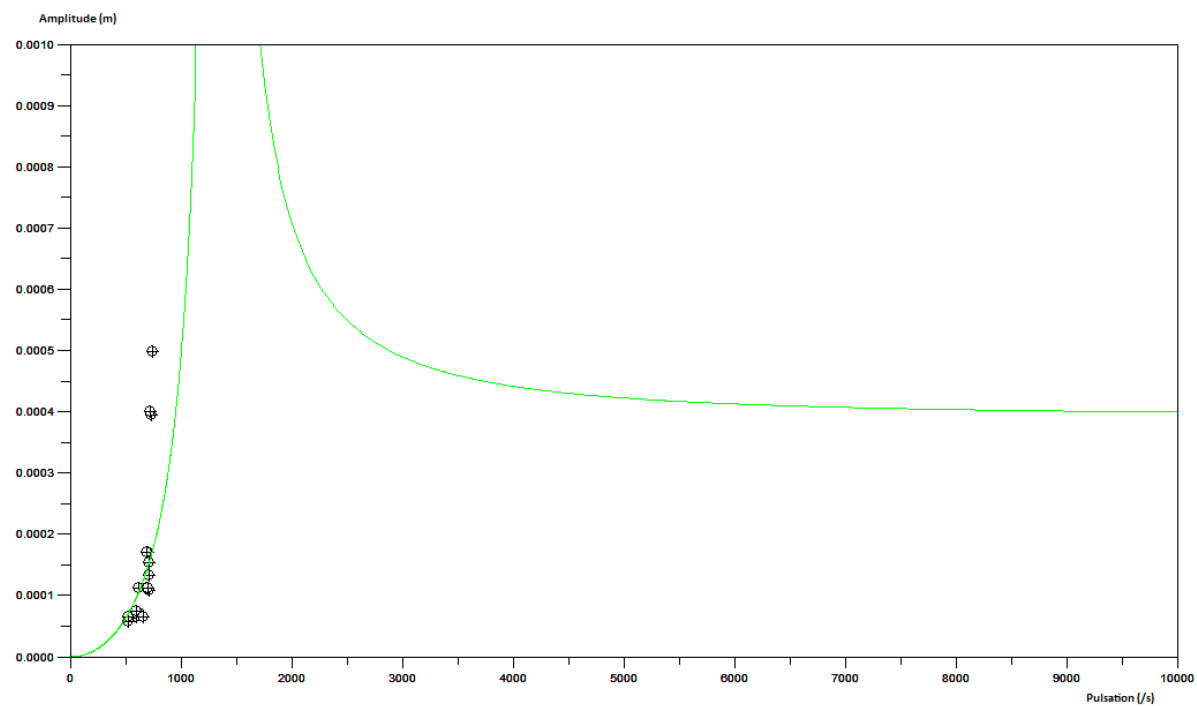


Figure 78 : Essai 04 - Allure générale

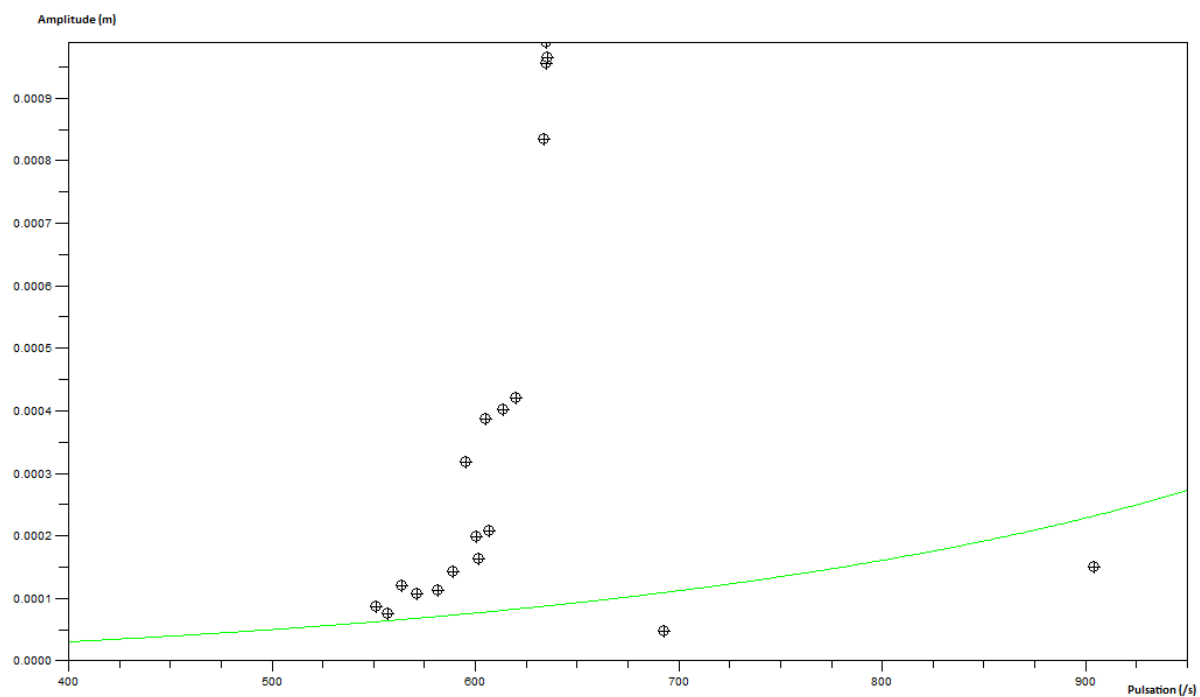


Figure 79 : Essai 05 - Domaine de fonctionnement

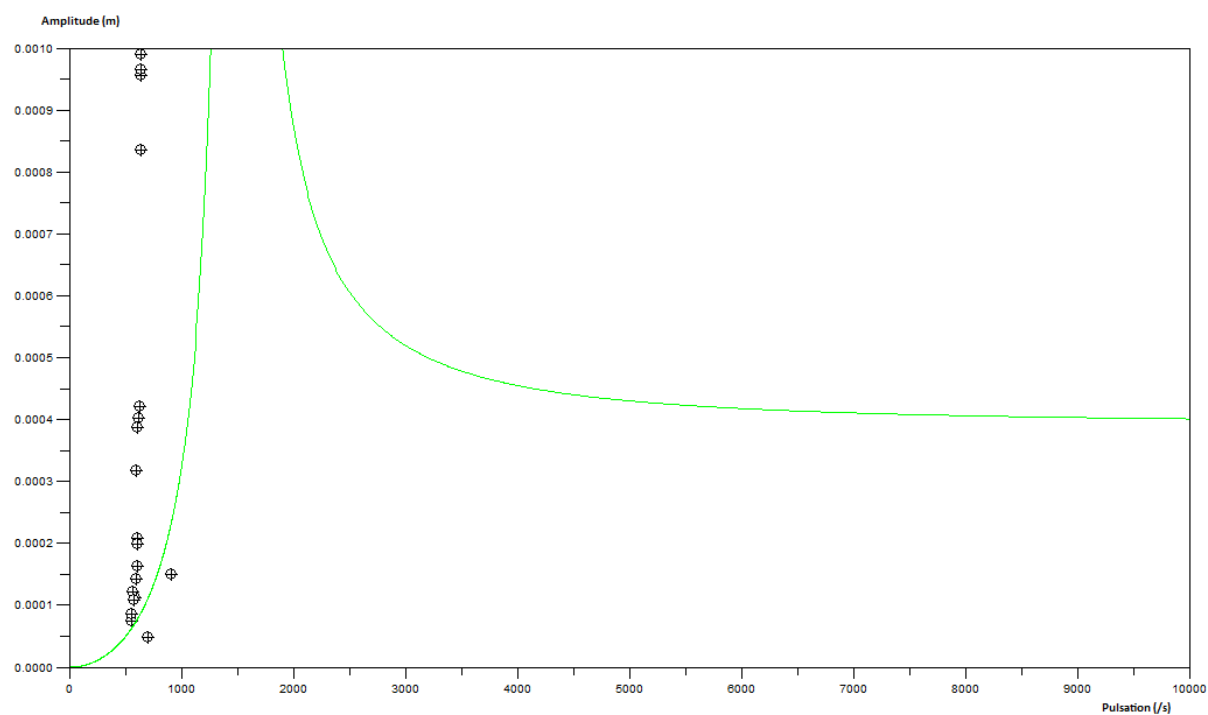


Figure 80 : Essai 05 - Allure générale

DONNEES MODIFIEES

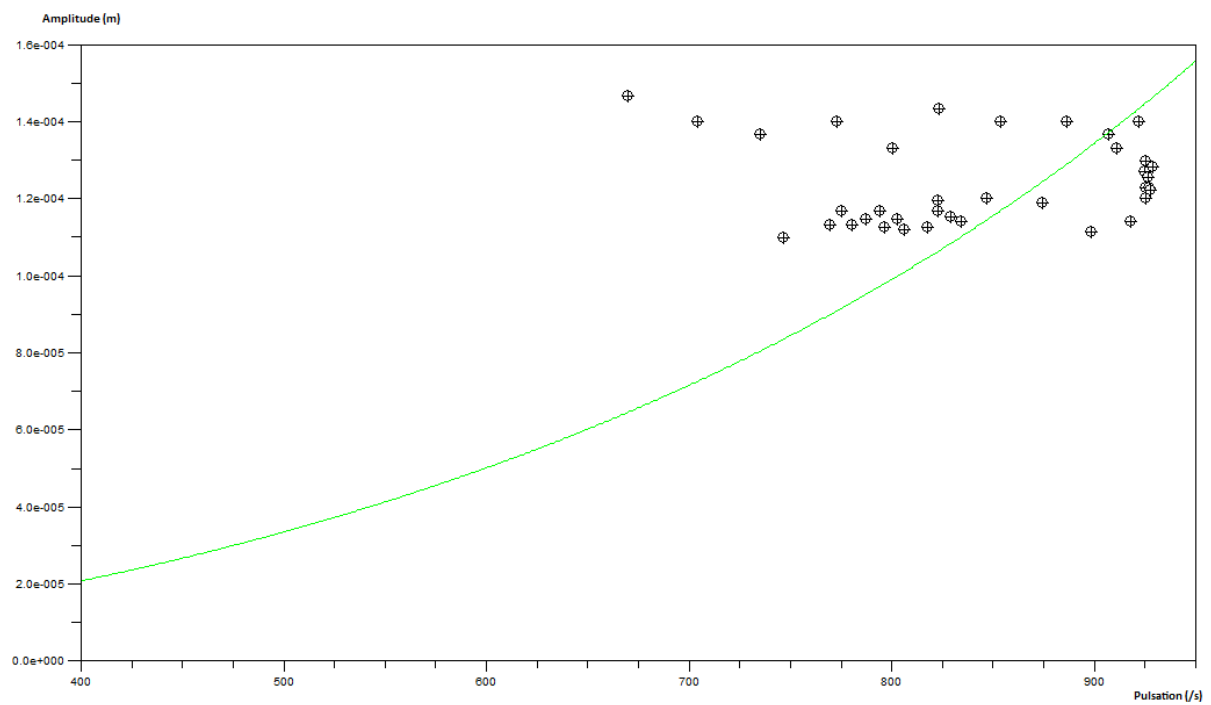


Figure 81 : Essai 01-a - Domaine de fonctionnement

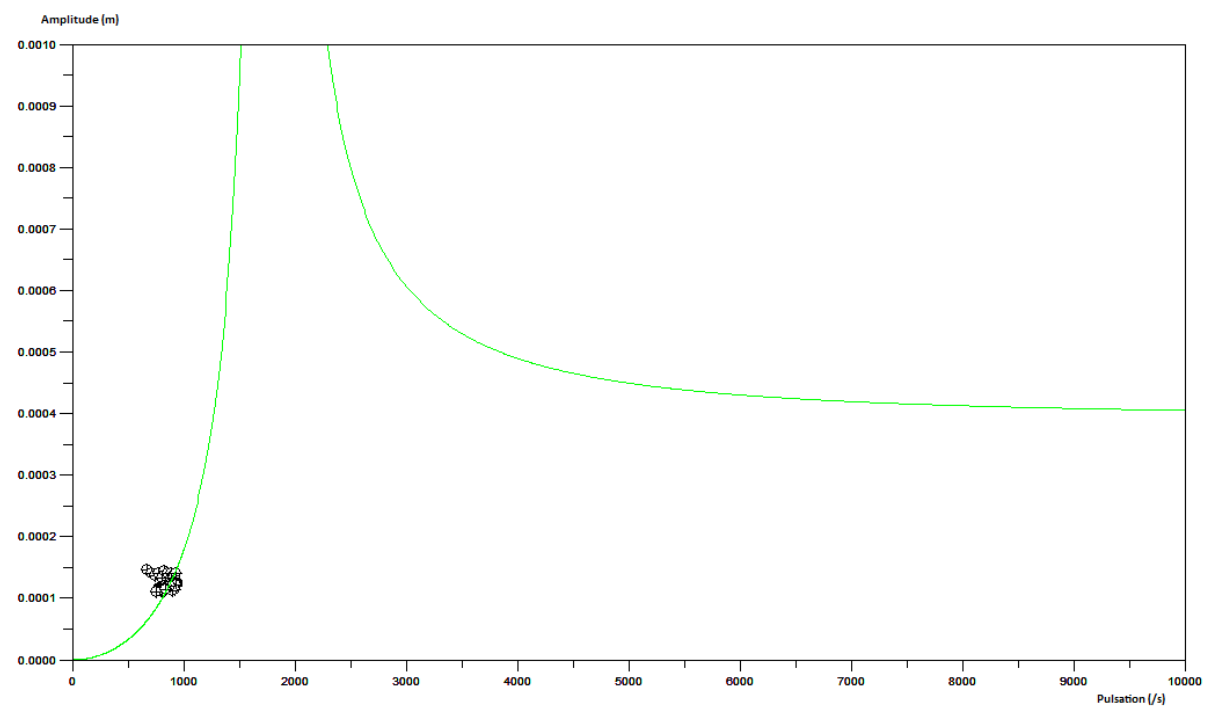


Figure 82 : Essai 01-a - Allure générale

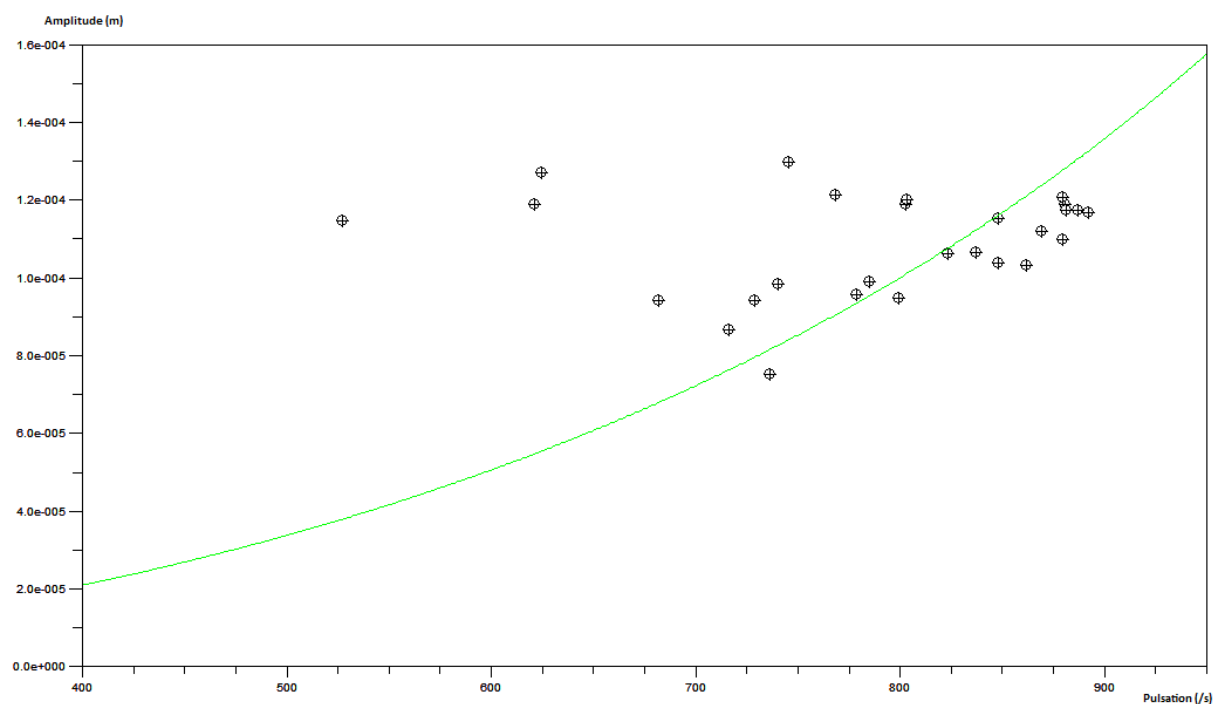


Figure 83 : Essai 01-c - Domaine de fonctionnement

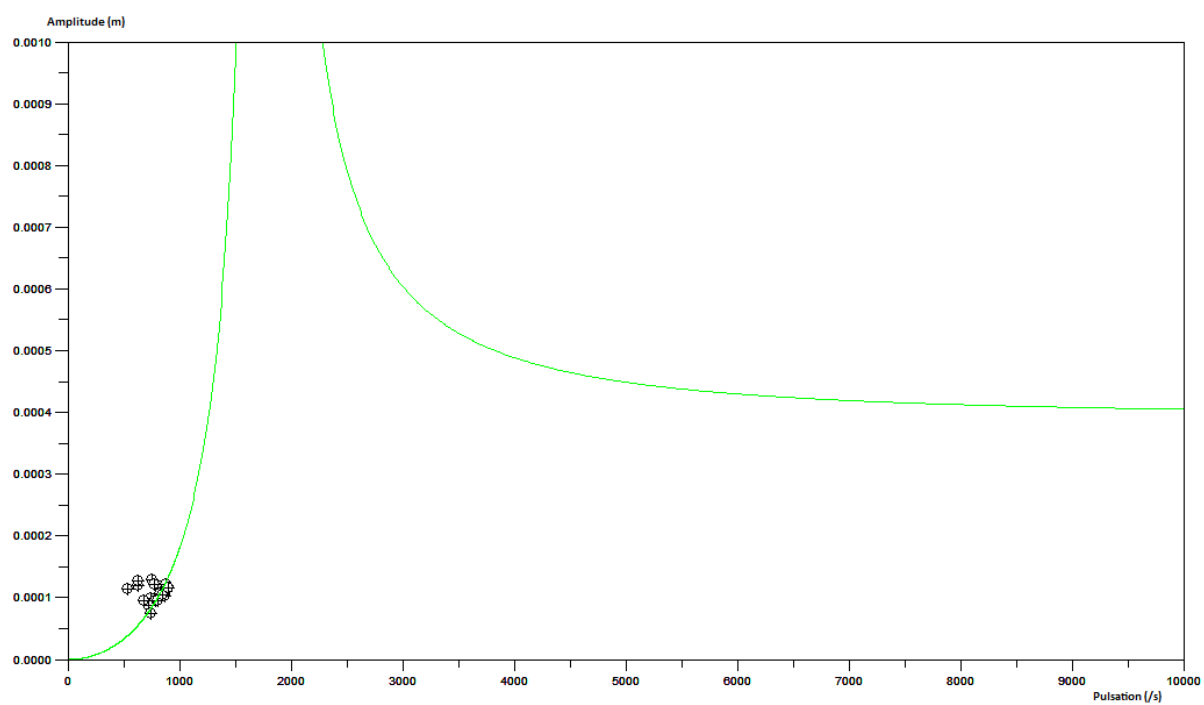


Figure 84 : Essai 01-c - Allure générale

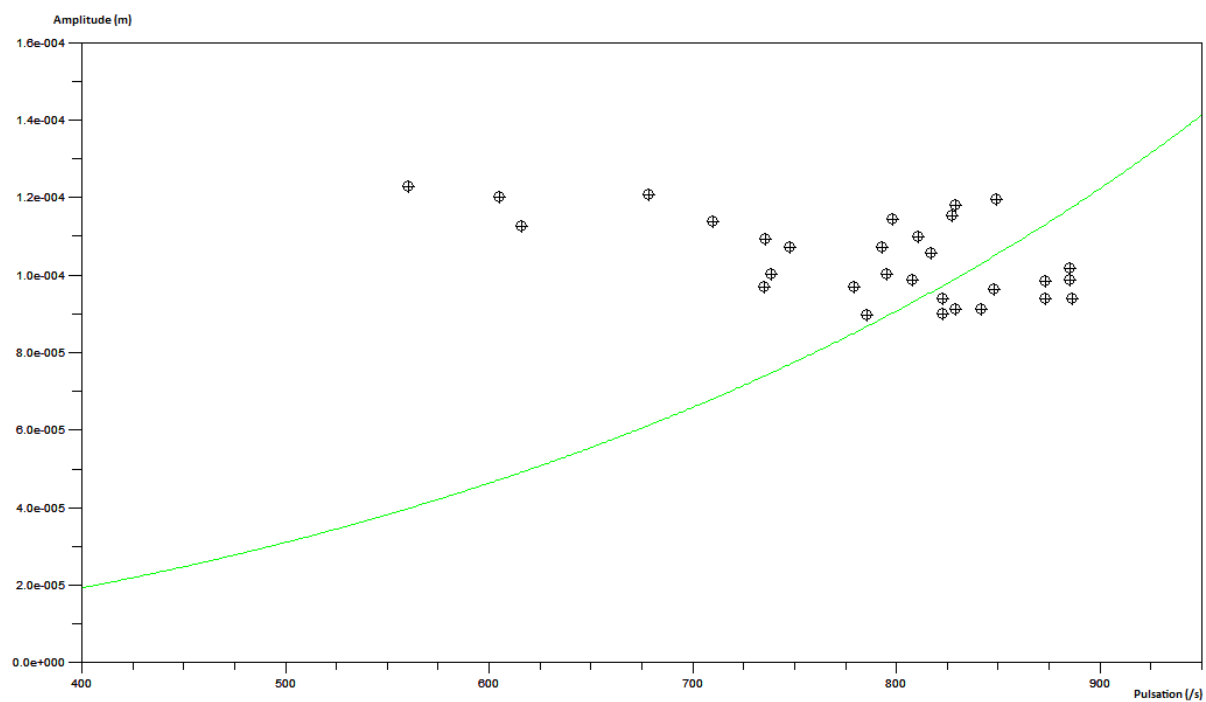


Figure 85 : Essai 02 - Domaine de fonctionnement

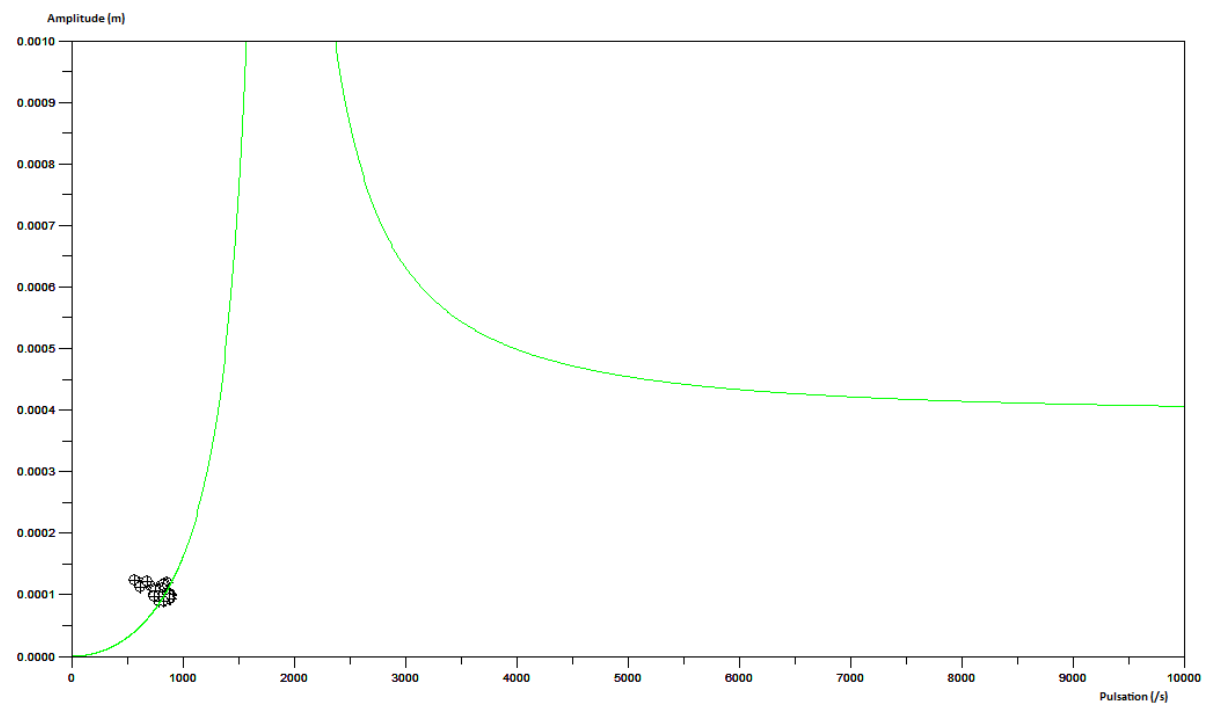


Figure 86 : Essai 02 - Allure générale

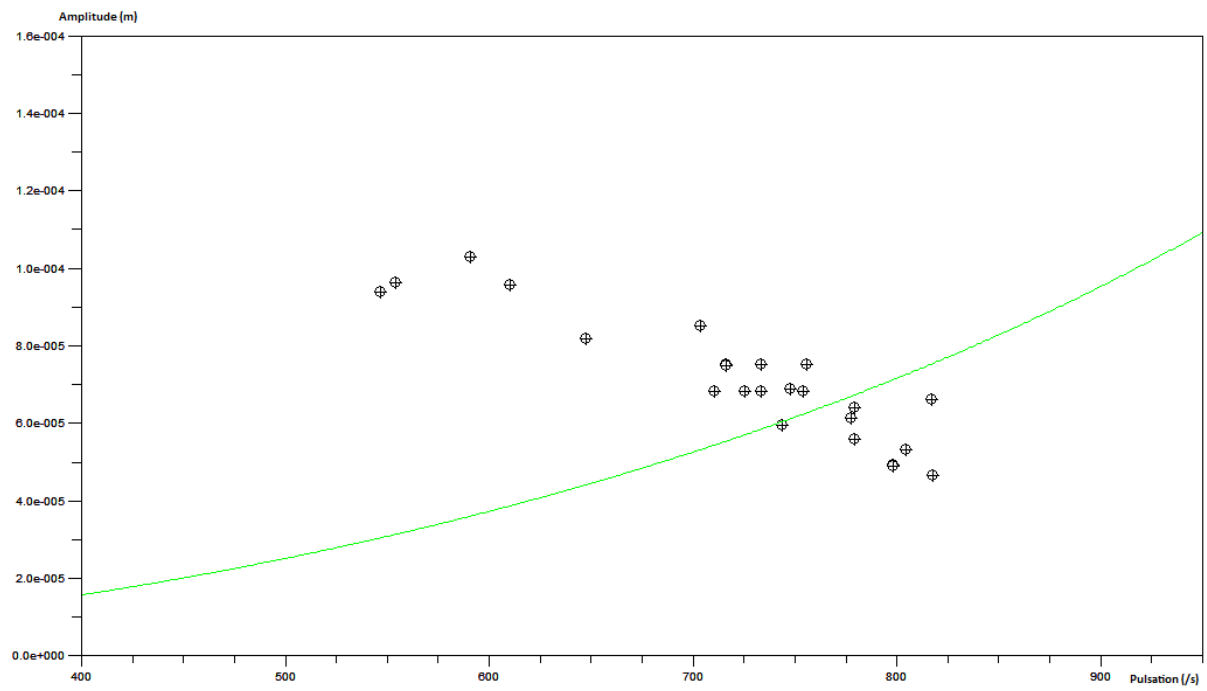


Figure 87 : Essai 03 - Domaine de fonctionnement

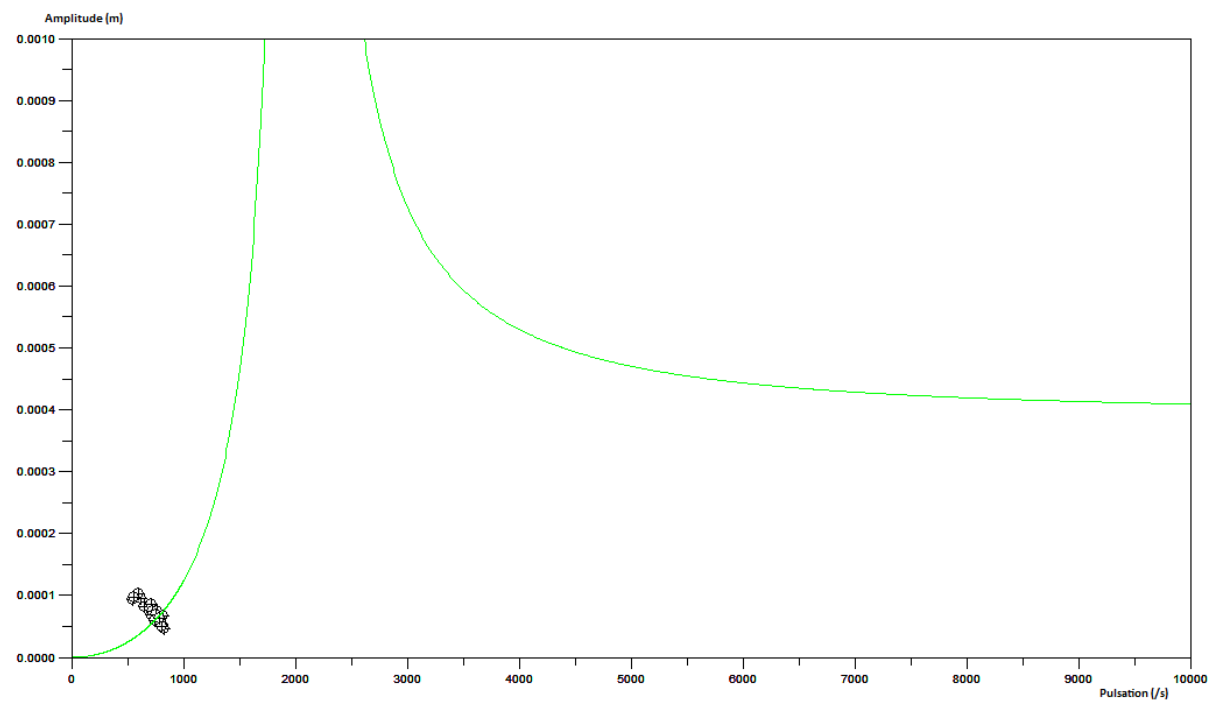


Figure 88 : Essai 03 - Allure générale

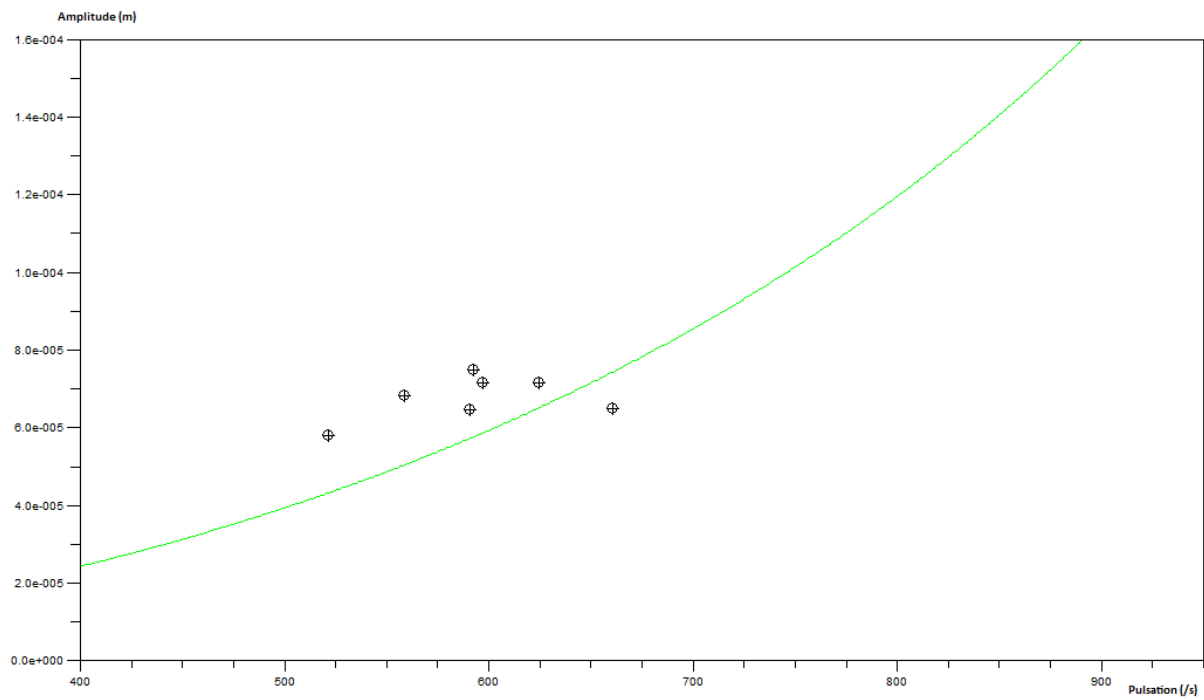


Figure 89 : Essai 04 - Domaine de fonctionnement

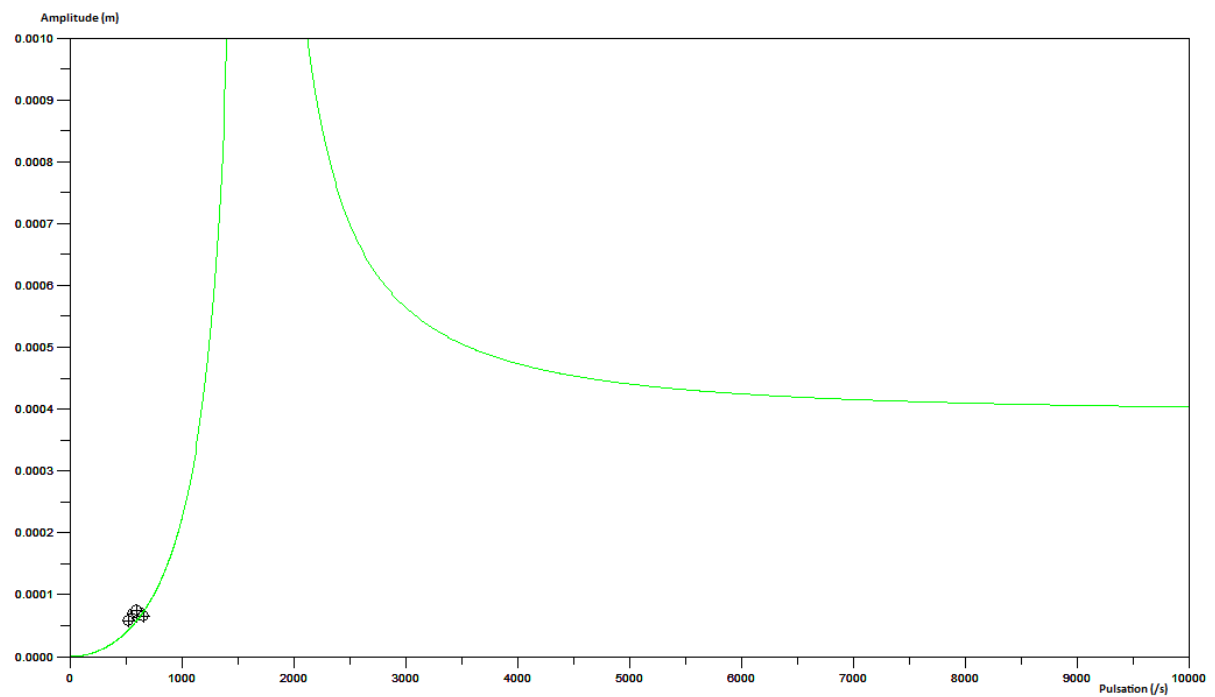


Figure 90 : Essai 04 - Allure générale

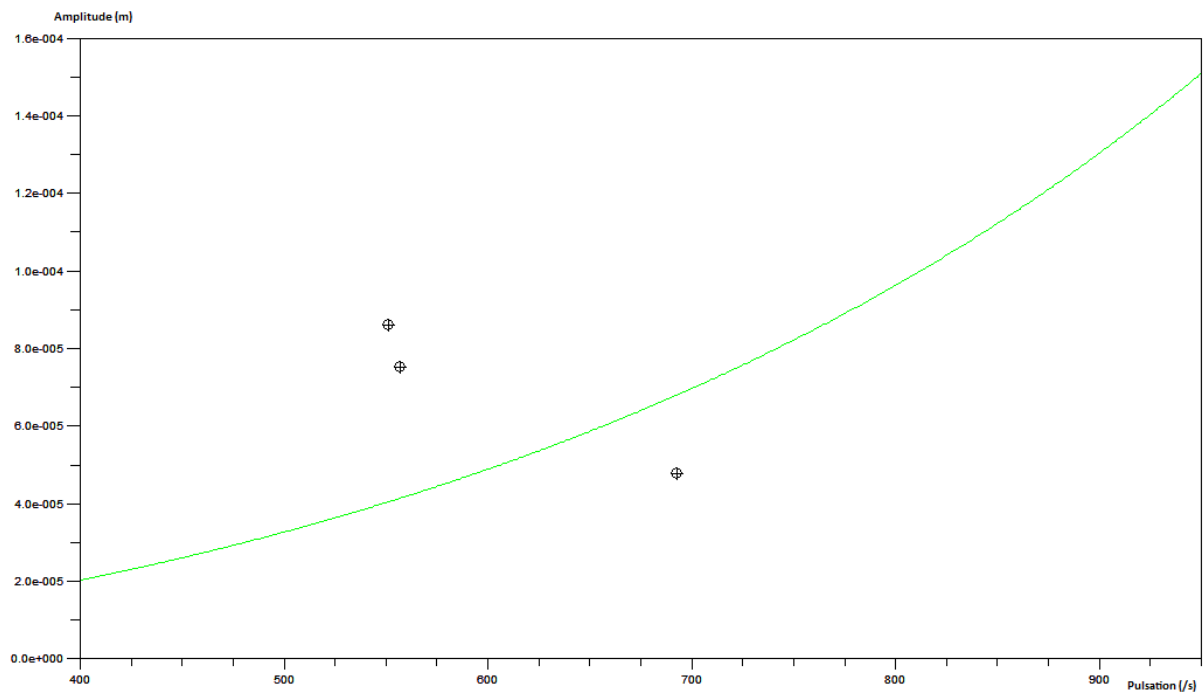


Figure 91 : Essai 05 - Domaine de fonctionnement

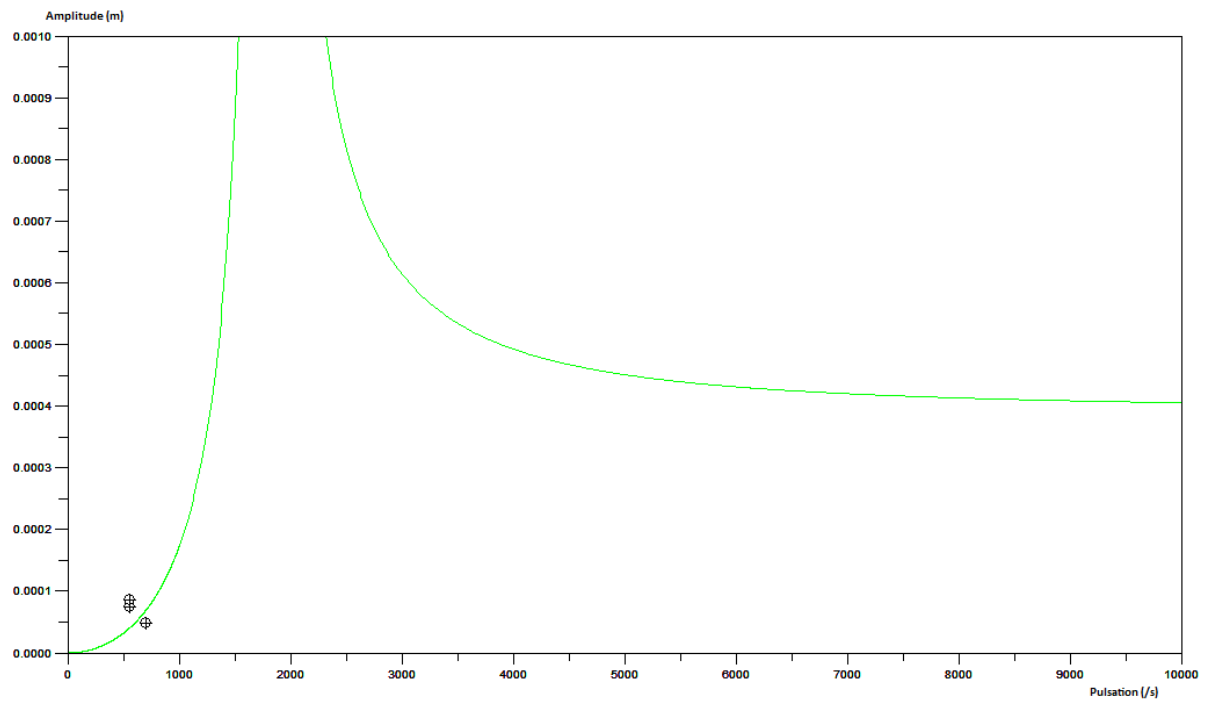


Figure 92 : Essai 05 - Allure générale

DONNEES MODIFIEES 2.0

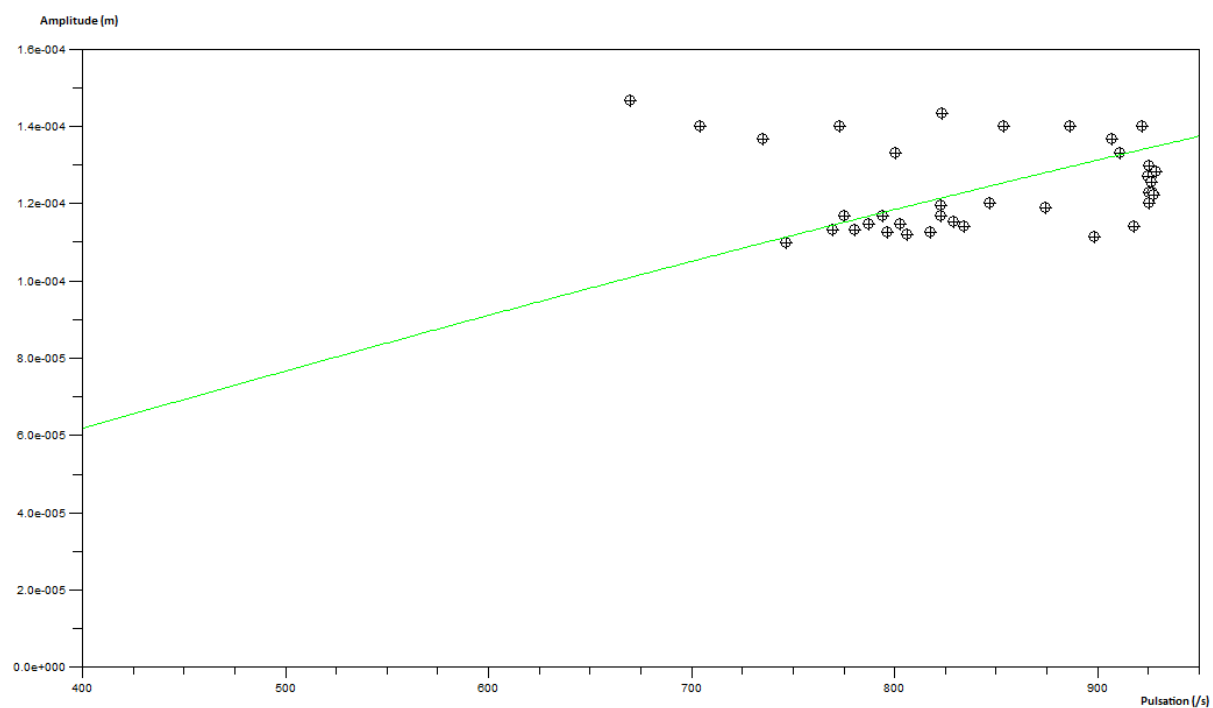


Figure 93 : Essai 01-a - Domaine de fonctionnement

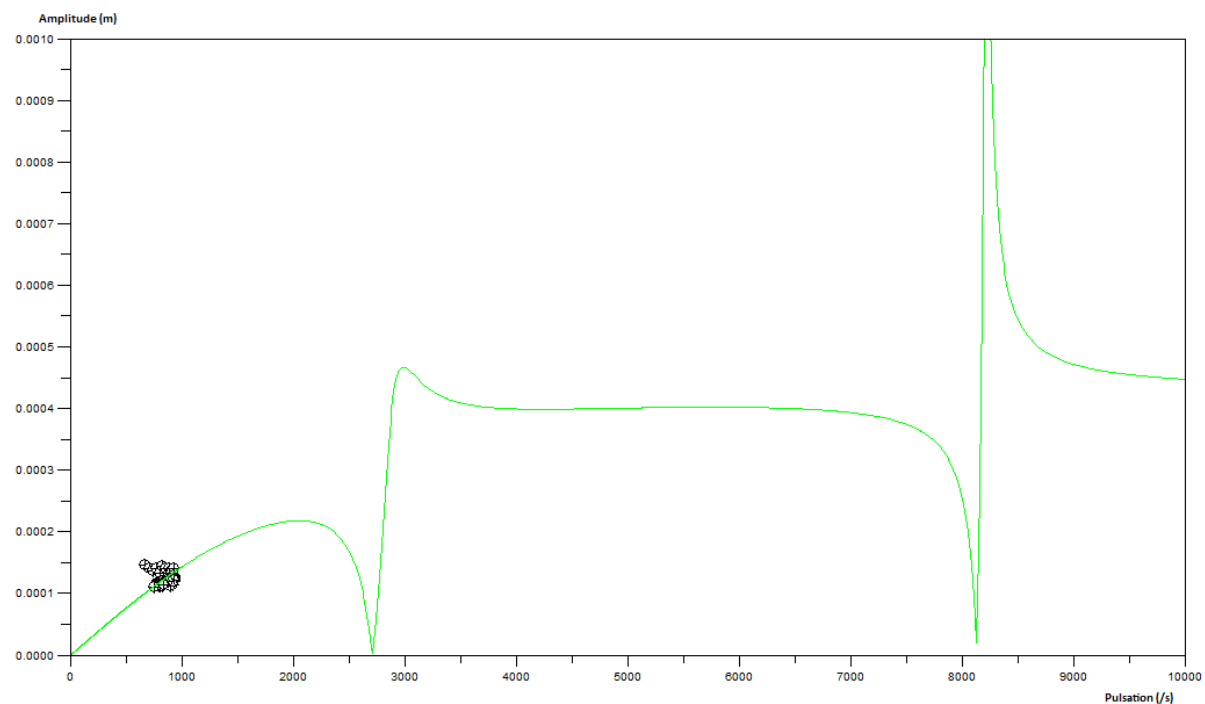


Figure 94 : Essai 01-a - Allure générale

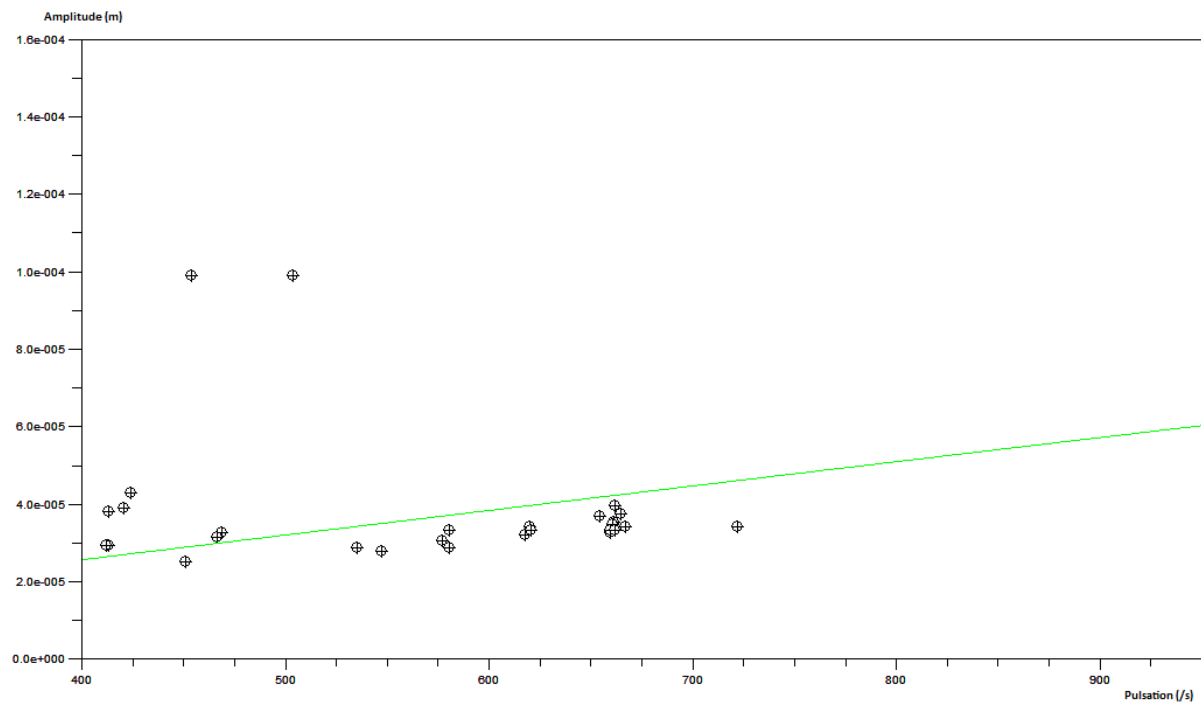


Figure 95 : Essai 01-b - Domaine de fonctionnement

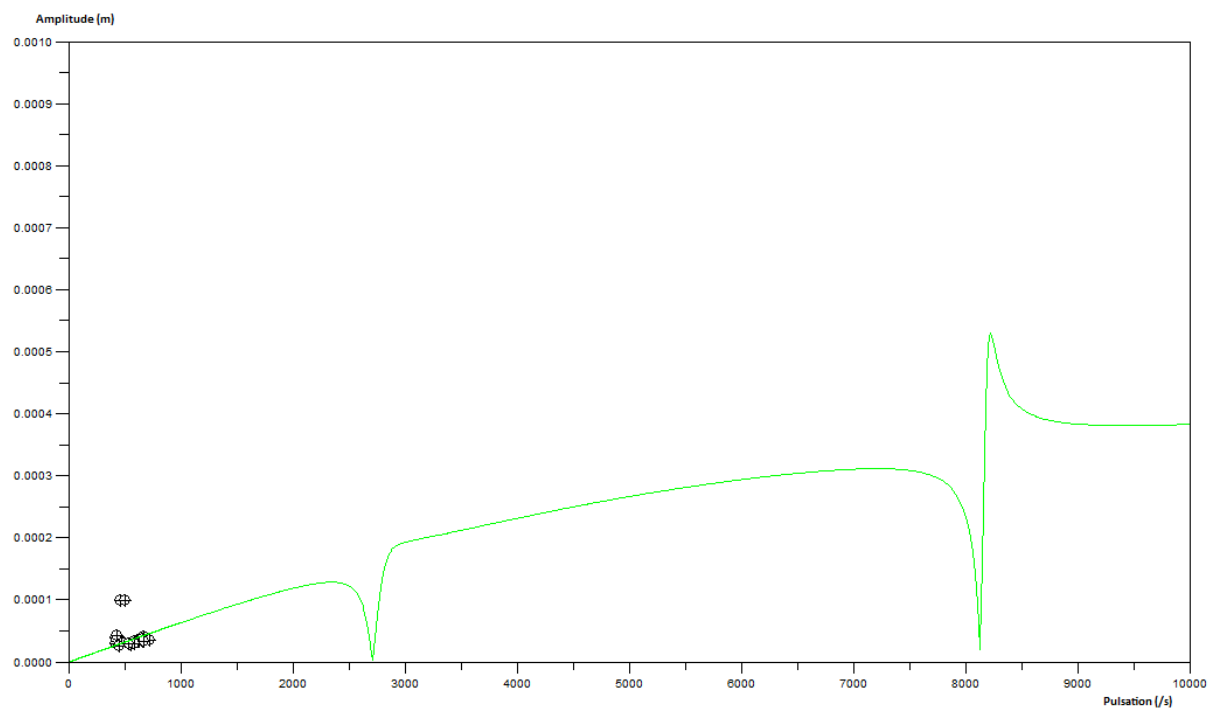


Figure 96 : Essai 01-b - Allure générale

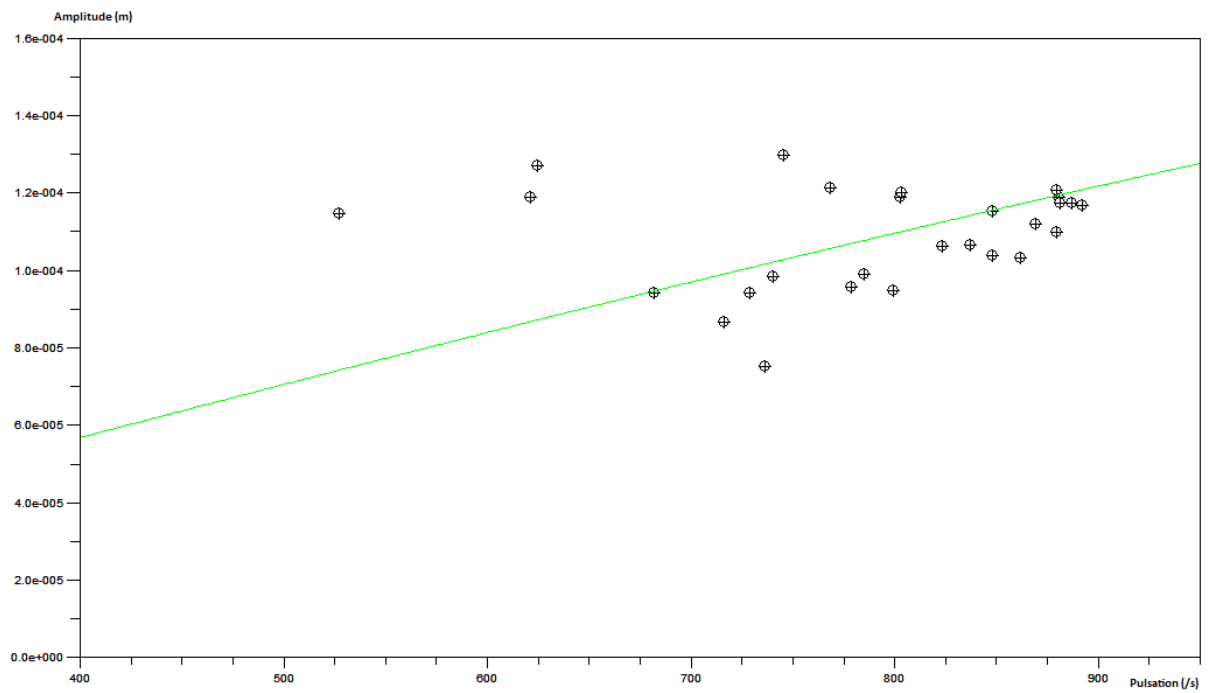


Figure 97 : Essai 01-c - Domaine de fonctionnement

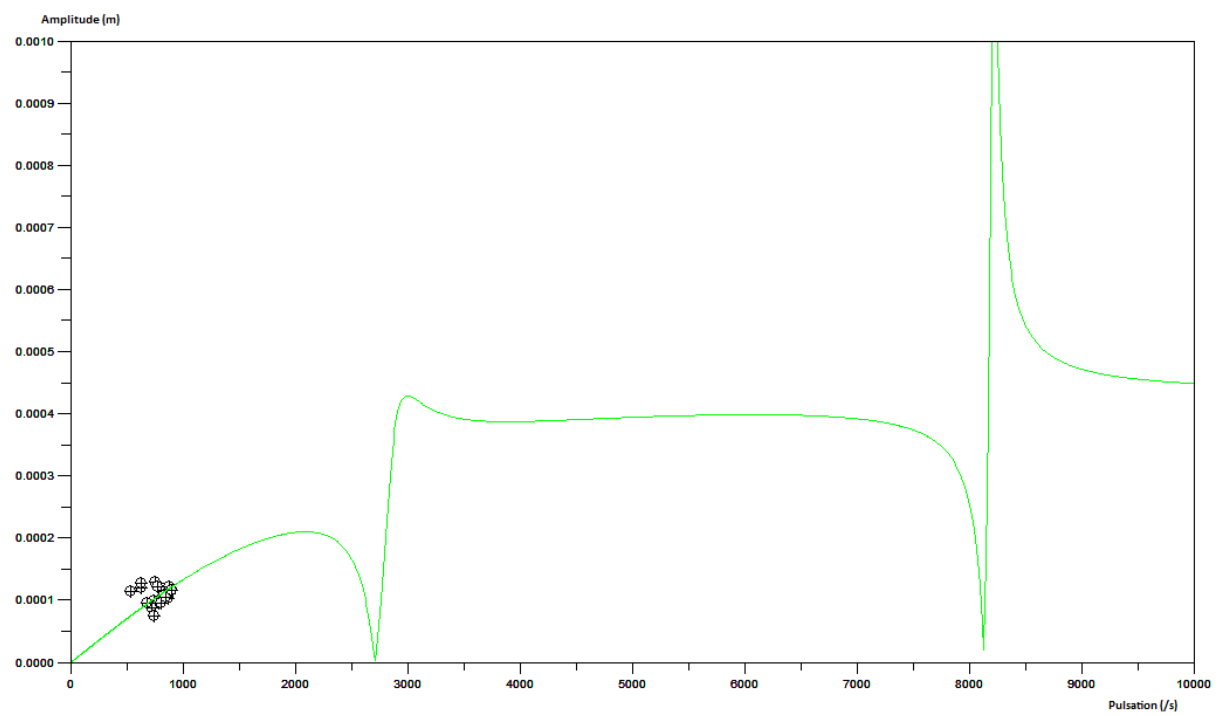


Figure 98 : Essai 01-c - Allure générale

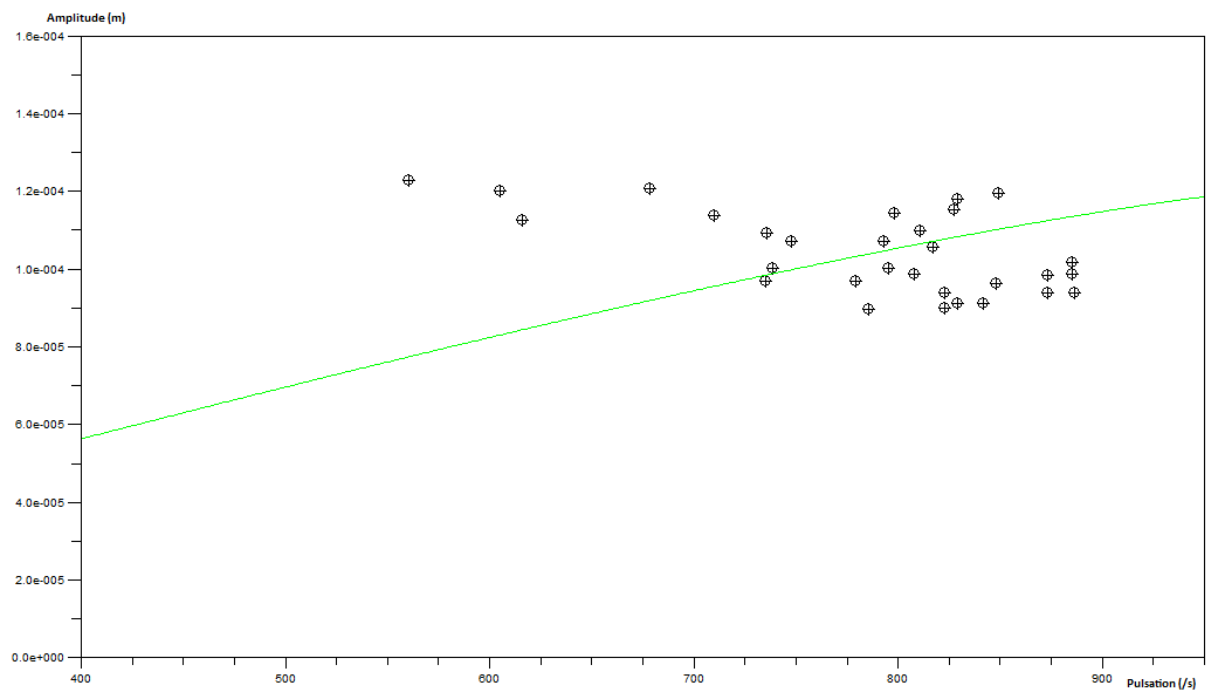


Figure 99 : Essai 02 - Domaine de fonctionnement

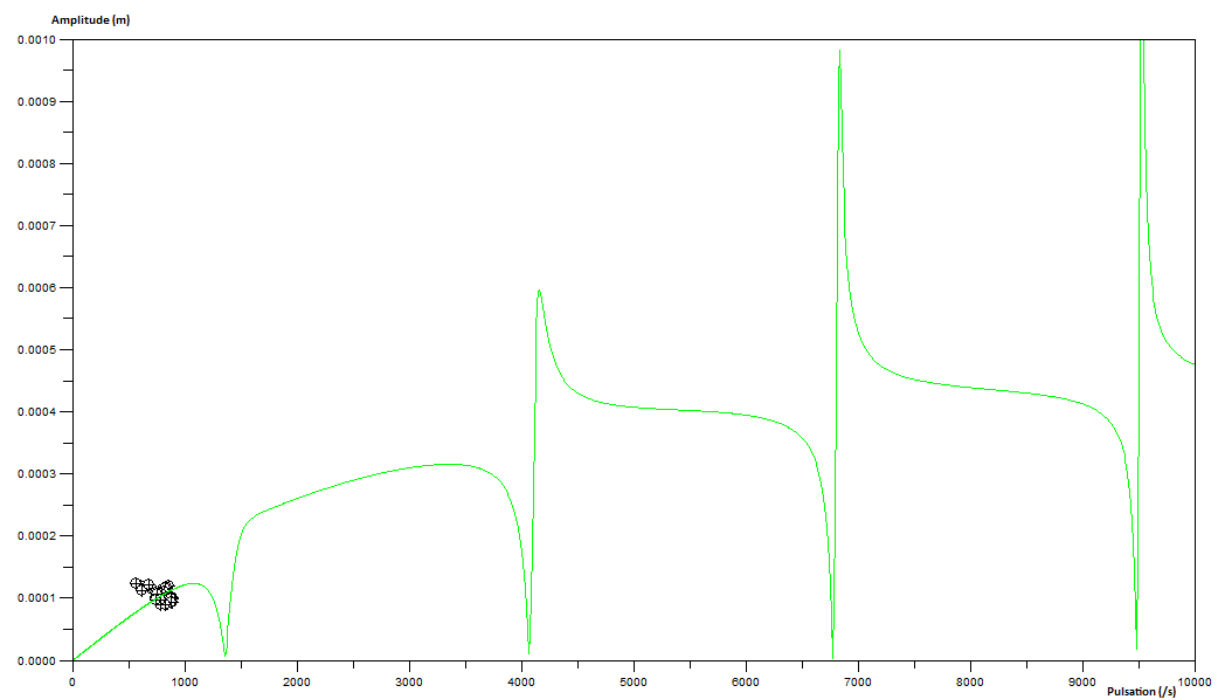


Figure 100 : Essai 02 - Allure générale

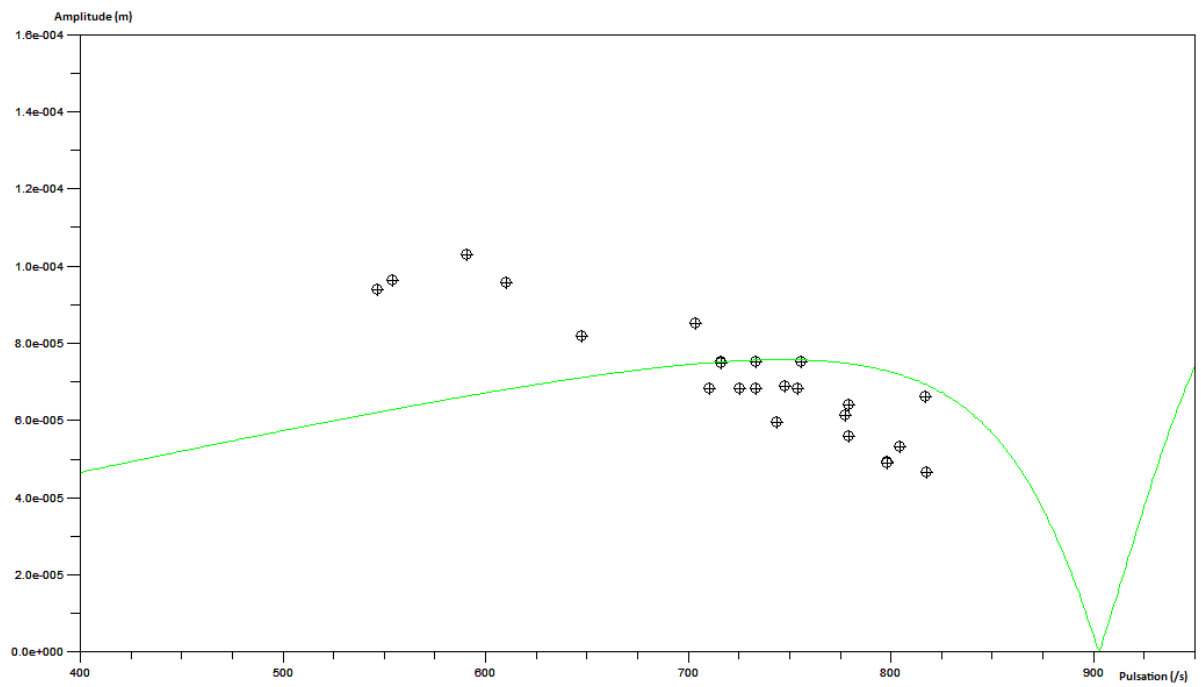


Figure 101 : Essai 03 - Domaine de fonctionnement

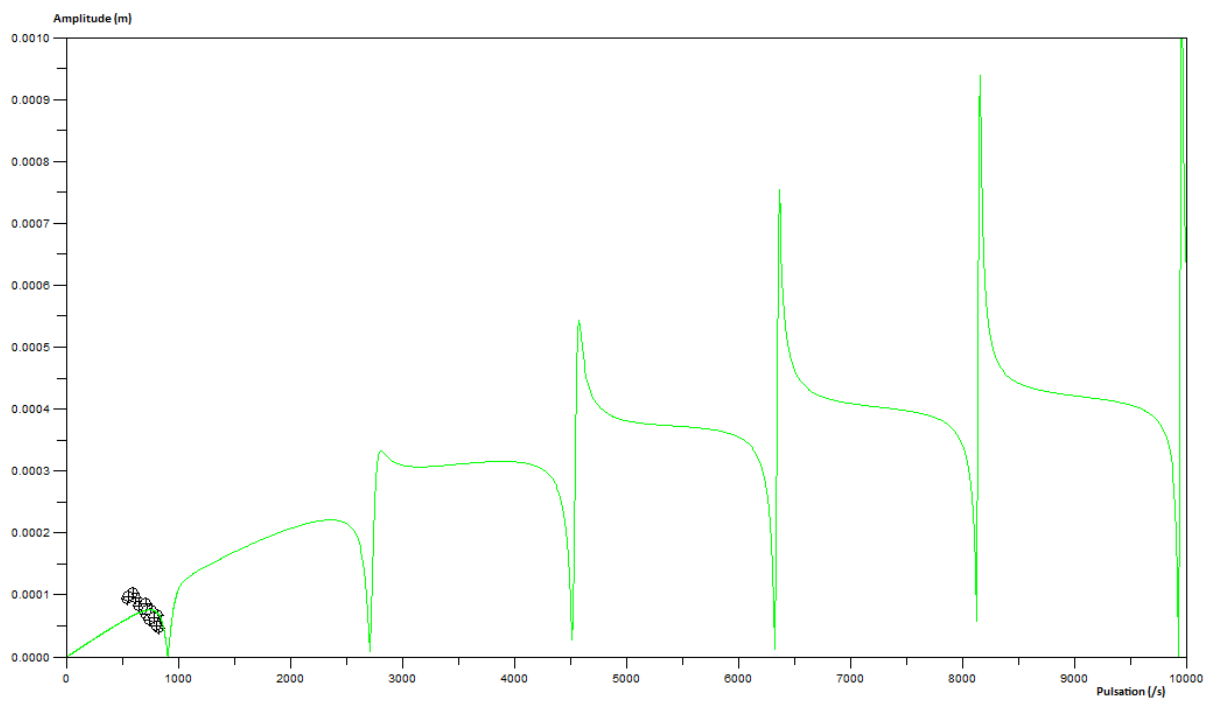


Figure 102 : Essai 03 - Allure générale

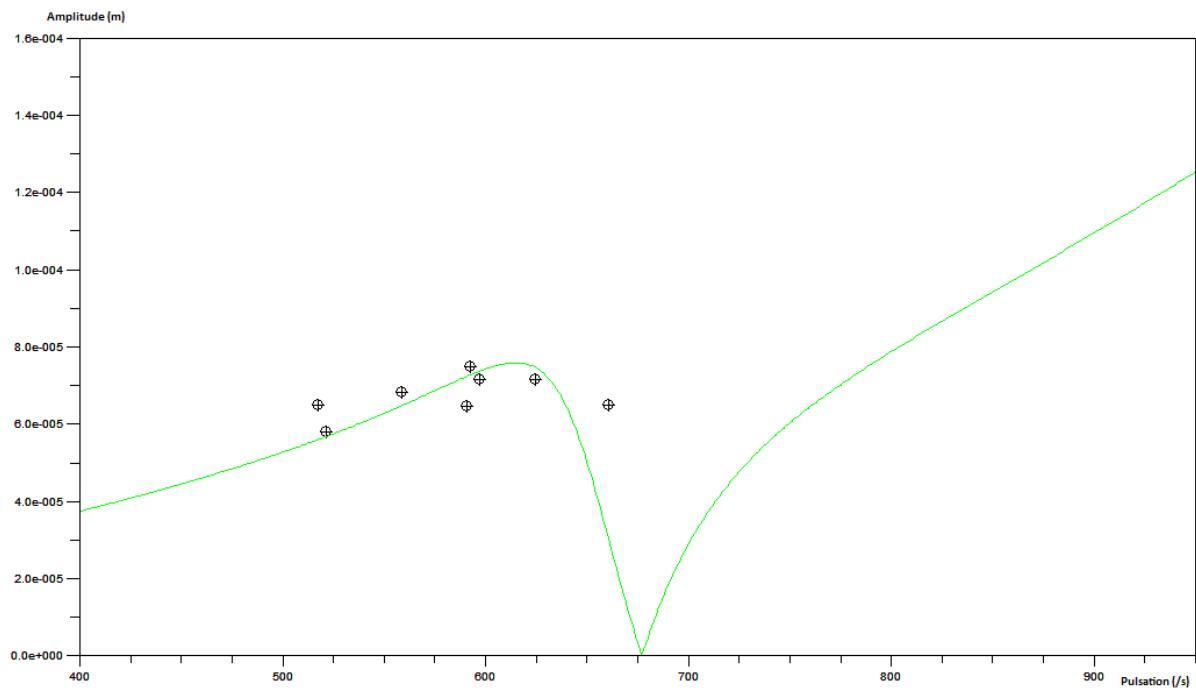


Figure 103 : Essai 04 - Domaine de fonctionnement

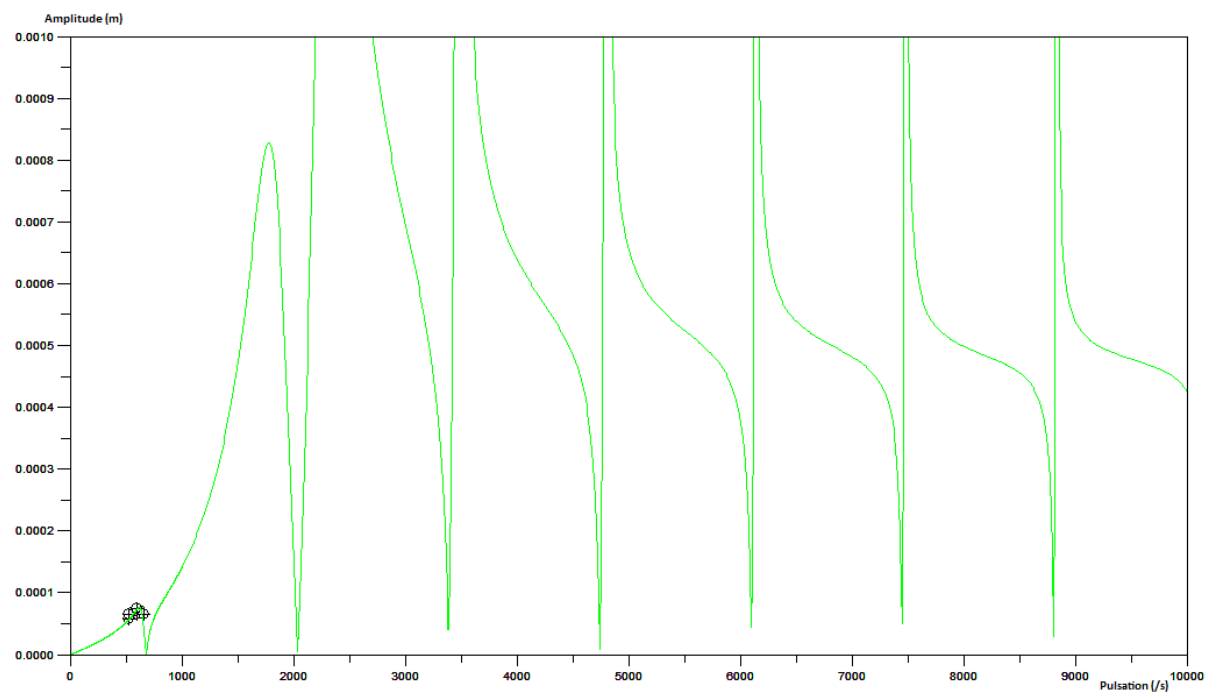


Figure 104 : Essai 04 - Allure générale

ANNEXE 3 : COURBES $F_{\text{MASSE SUSPENDUE}} \rightarrow \text{RESSORT} = f(k)$

MODELE SERIE

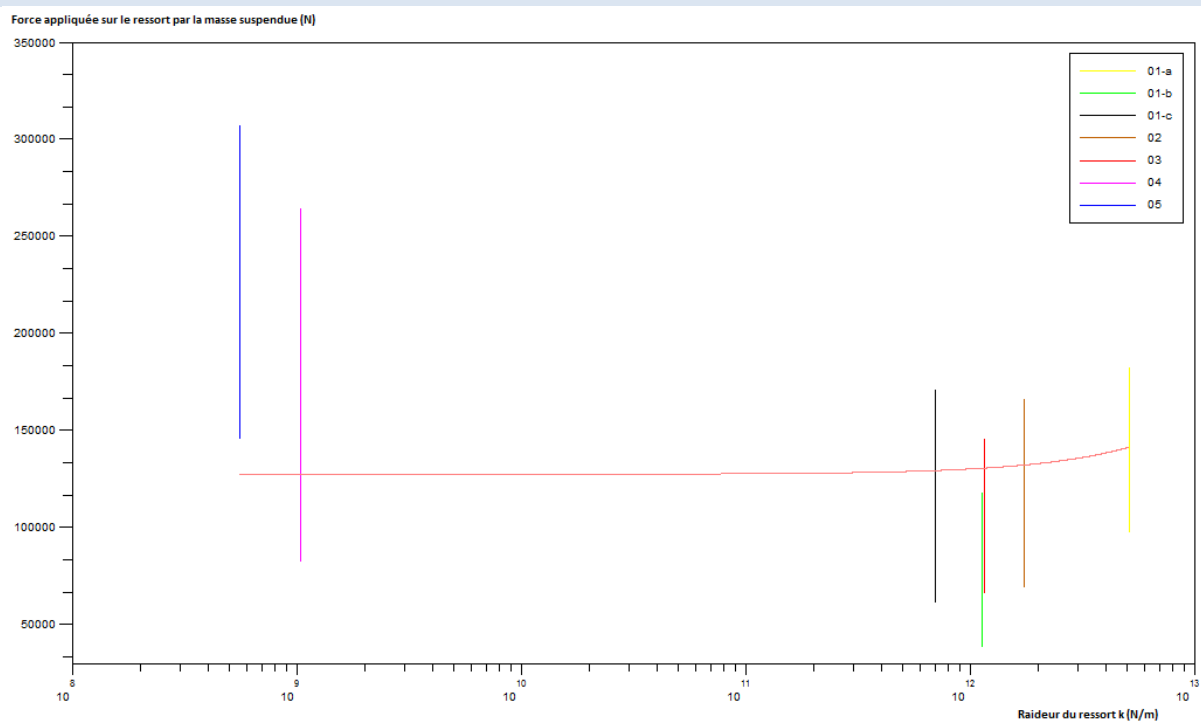


Figure 105 : Courbe optimisée $F=a*k+b$, les valeurs de k étant obtenues à partir des données brutes

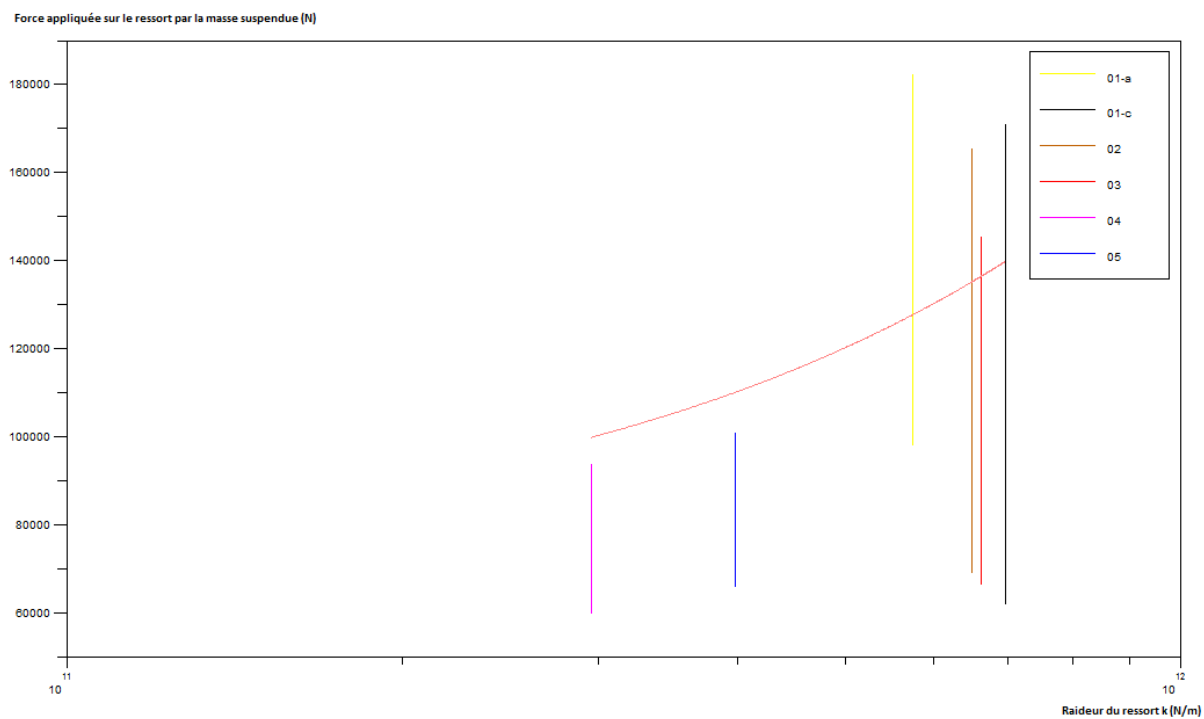


Figure 106 : Courbe optimisée $F=a*k+b$, les valeurs de k étant obtenues à partir des données modifiées

MODELE AVEC RESSORT SEUL

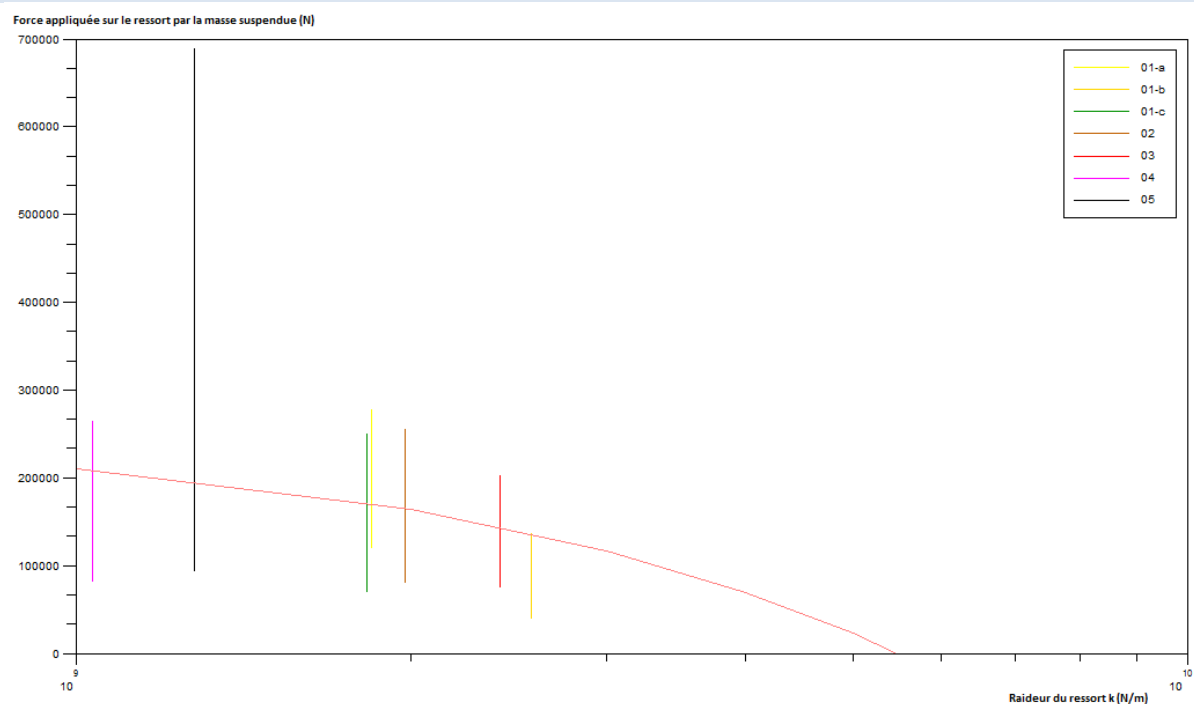


Figure 107 : Courbe optimisée $F=a*k+b$, les valeurs de k étant obtenues à partir des données brutes

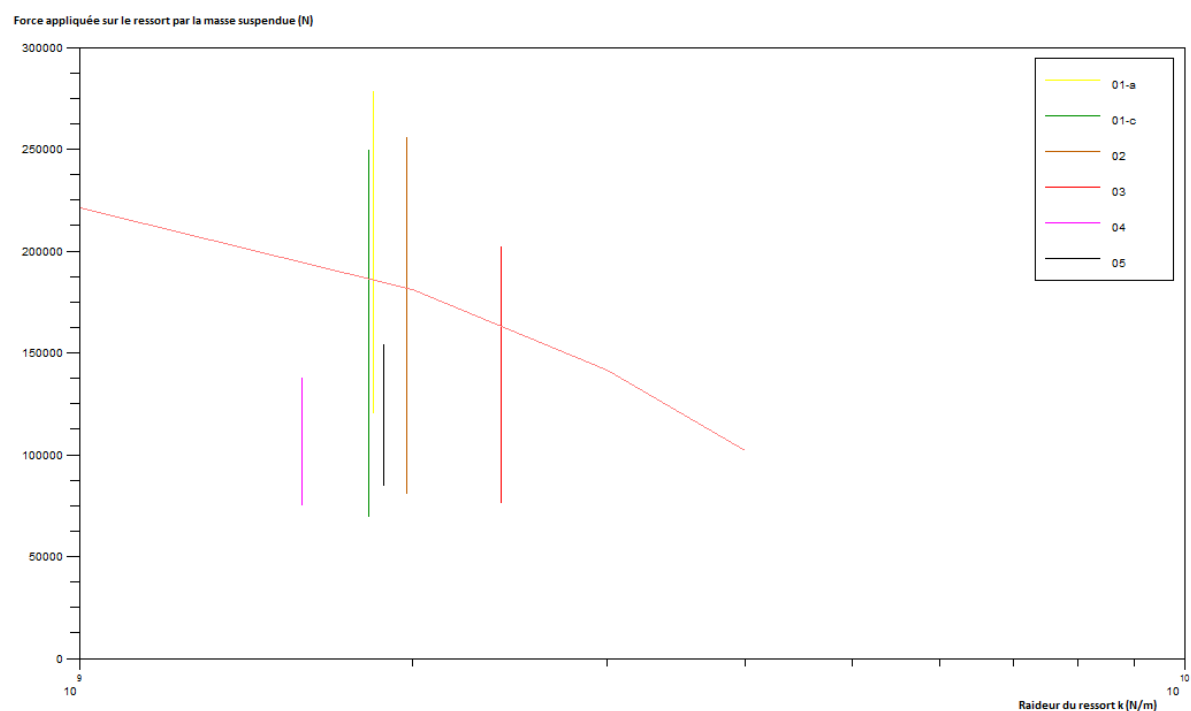


Figure 108 : Courbe optimisée $F=a*k+b$, les valeurs de k étant obtenues à partir des données modifiées

MODELE SERIE ELASTIQUE

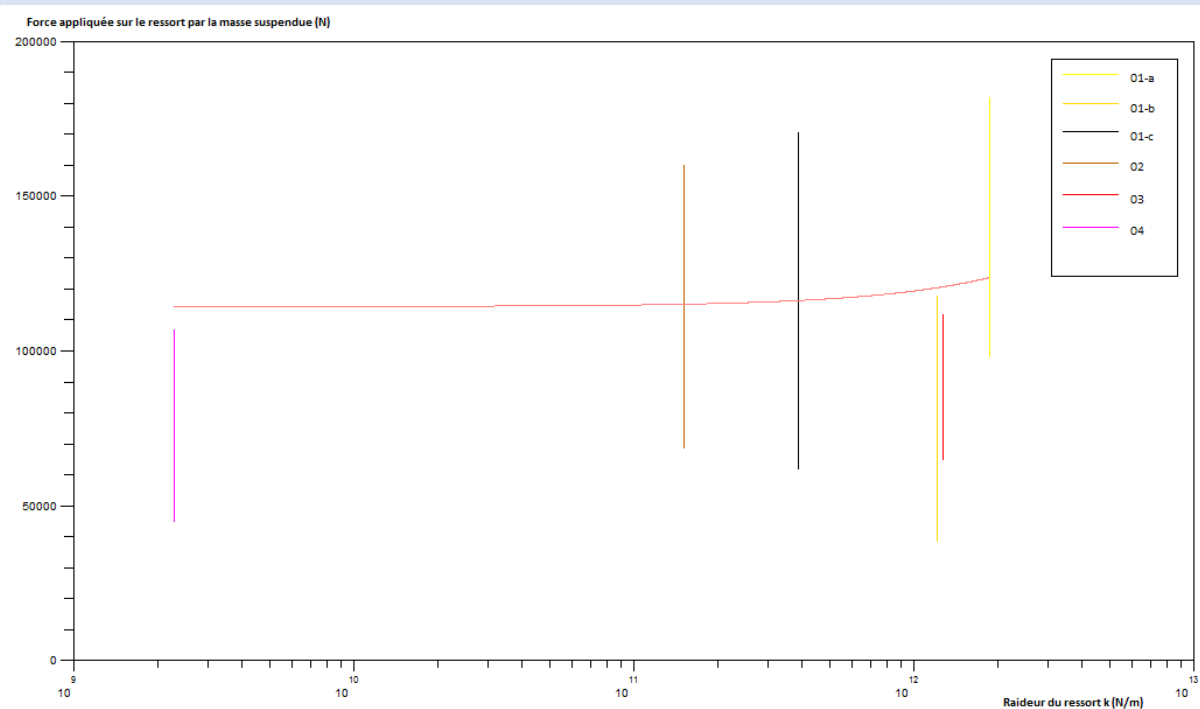


Figure 109 : Courbe optimisée $F=a*k+b$, les valeurs de k étant obtenues à partir des données modifiées 2.0

TETE SONIQUE SONIC DRILL MEDIUM DE TOA-TONE BORING

CARACTERISTIQUES TECHNIQUES

Nom	Medium 150
-----	------------

Partie vibratoire

Débit hydraulique (L/min)	205
Pression hydraulique (bar)	210
Puissance hydraulique (kW)	72
Masse de l'excentrique (kg)	3,5 X 2
Distance à l'axe (mm)	32,5
Fréquence (Hz)	154
Force centrifuge (T)	22
Puissance annoncée (CV)	96

Partie rotation

Débit hydraulique (L/min)	150
Pression hydraulique (bar)	210
Puissance hydraulique (kW)	53
RPM	105
Couple (m.kg)	600
Puissance annoncée (CV)	96

Puissance hydraulique totale (kW)	124
-----------------------------------	-----

Poids de la tête (kg)	1100
-----------------------	------

Puissance moteur de foreuse (CV)	150
Puissance moteur de foreuse (Kw)	110,4



Figure 110 : Tête sonique vue de face

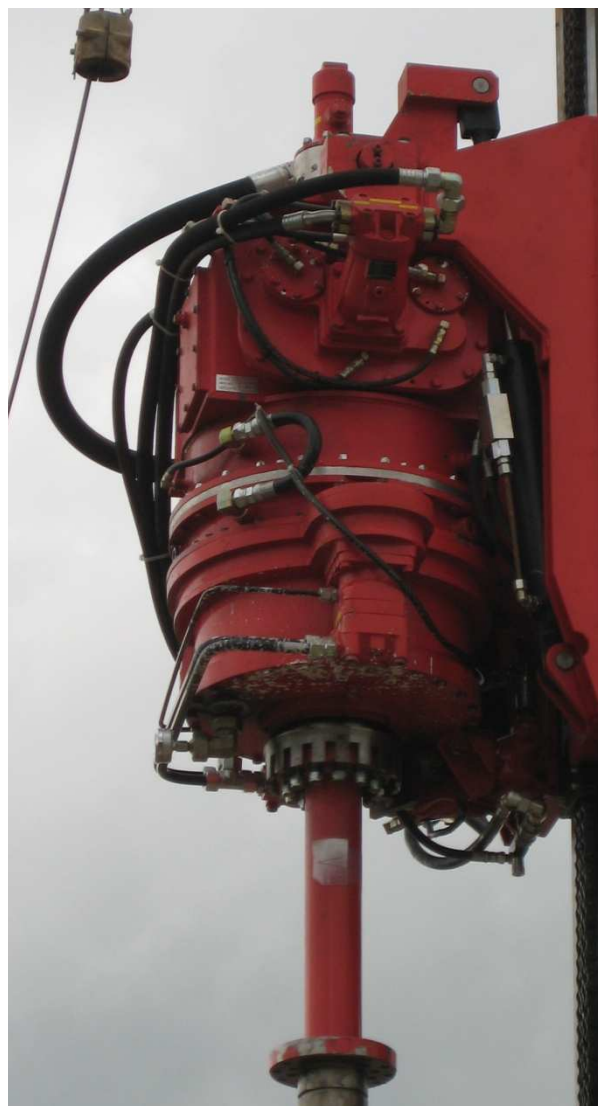


Figure 111 : Tête sonique vu de profil



Figure 112 : Mécanisme des excentriques

TABLE DES MATIERES

Résumé.....	2
Remerciements	Erreur ! Signet non défini.
Introduction	3
A. Contexte de l'étude.....	4
1. Histoire du développement de la technologie.....	4
2. Le marché.....	5
a) Les acteurs et leur répartition géographique	5
b) Les utilisations et applications du forage sonique.....	6
3. Stratégie du projet	7
4. Les connaissances actuelles	7
5. Brève présentation de la technologie	8
B. Les essais de Montereau	10
1. Le contexte général.....	10
a) Localisation, Dates, Personnel.....	10
b) La démarche	10
c) Les conditions	10
2. Les mesures et les données	12
a) Les données récupérées	12
b) Le traitement des données.....	13
c) Les livrables	21
3. Courbes et interprétations.....	22
a) Considérations sur la fréquence et l'amplitude des vibrations	22
b) Considérations sur la vitesse de pénétration	27
C. L'étude théorique.....	39
1. La situation étudiée	39
2. Etude de la tête sonique	40
a) Schéma général et modélisation	40
b) Mise en équation des excentriques.....	42

c)	Mise en équation de l'absorbeur de choc	43
d)	Mise en équation complète du système	44
3.	Estimation des paramètres k et v	45
a)	Protocole utilisé.....	45
b)	Résultats	47
c)	Cas où l'absorbeur de choc n'est constitué que d'un ressort	49
d)	Choix entre le modèle série et le modèle avec ressort seul	50
4.	Etude de l'élasticité du train de tige	52
a)	Situation étudiée	52
b)	Application : nouveau tri des données des essais à vide.....	55
5.	Détermination d'un modèle global pertinent.....	58
a)	Démarche	58
b)	Premier modèle global : hypothèse d'un sol élastique	58
Conclusion		64
Annexe 1 : Exemples de codes de calcul pour l'estimation de k et v		66
Méthode "à la main"		66
Utilisation de la méthode des moindres carrés		66
Annexe 2 : Courbes $u_0 = f(M, \omega, k, v)$		68
Modèle série		68
Données brutes		68
Données modifiées		75
Modèle avec ressort seul		81
Données brutes		81
Données modifiées		88
Modèle série élastique.....		94
Données modifiées 2.0.....		94
Annexe 3 : Courbes $F_{\text{masse suspendue}} \rightarrow \text{ressort} = f(k)$		100
Modèle série		100
Modèle avec ressort seul		101

Modèle série élastique.....	102
Annexe 4 : Matériel utilisé au cours des essais de Montereau.....	103
Tête sonique Sonic Drill Medium de Toa-Tone Boring.....	103
Caractéristiques techniques.....	103
Photographies	104